



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH ELEKTRICKY OTÁPĚNÉHO PARNÍHO VYVÍJEČE**

DESIGN OF ELECTRIC STEAM HEATER

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Michal Pekárek

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Michal Pekárek**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh elektricky otápěného parního vyvíječe

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na návrh elektricky otápěného parního vyvíječe pro produkci přehřáté páry.

Návrhové parametry:

- Maximální parní výkon 40 kg/h,
- Minimální parní výkon je 6 kg/h,
- Rozsah regulovatelnosti parního výkonu je nastavitelný v rozsahu od 6 kg/h do 40 kg/h,
- Nejvyšší dovolený tlak vyráběné páry je 0,5 bar(g),
- Minimální tlak vyráběné páry je atmosferický tlak (pára je odváděna do zařízení s atmosferickým tlakem),
- Maximální teplota přehřáté páry 700 °C,
- Přehřátí je nastavitelné v rozsahu od teploty varu do 700°C.

### Cíle diplomové práce:

Navrhnout schématické zapojení technologie.

Zpracovat tepelný a hydraulický výpočet navrženého zařízení pro hlavní provozní stavy.

Zpracovat projekční výkres s uvedením hlavních rozměrů.

Zpracovat specifikaci hlavních komponent zařízení a popis řízení pro různé návrhové stavy.

### Seznam doporučené literatury:

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. Učební texty vysokých škol.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato práce je zaměřena na návrh elektricky otápěného parního vyvíječe pro přehřátou páru. Nejjednodušším způsobem, jak vyrobit sytou nebo přehřátou páru je elektrickým topným tělesem. Navržené zařízení bude součástí zplyňovacího reaktoru, který slouží k experimentálním účelům. Práce zahrnuje schématické zapojení celku. Technologie se skládá z výparníkové a přehřívákové části. Výparníková část je počítána jako var ve velkém objemu. Přehříváková část je navržena pro proudění páry svazkem topných elementů. Na základě těchto výpočtů jsou zpracovány projekční výkresy s uvedením hlavních rozměrů.

### **Klíčová slova**

Topná patrona, var ve velkém objemu, přestup tepla, přehřátá pára, elektrický parní vyvíječ, výparník, sytá pára

## **ABSTRACT**

This master's thesis is focused on the design of electric steam generator for superheated steam. Using heating cartridge is the easiest way how to make a saturated or superheated steam. This device is part of gasification reactor, which is used for experimental purposes. The thesis includes schematic involvement of technology. Technology contains evaporator and superheater. The evaporator is calculated as pool boiling. The superheater is design for steam flowing through heating cartridge bundle. At the end of the thesis are made projection drawings, which are based on the calculations.

### **Key words**

Heating cartridge, pool boiling, heat transfer, superheated steam, electric steam generator, evaporator, saturated steam



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PEKÁREK, Michal. *Návrh elektricky otápěného parního vyvíječe* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132097>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.





## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh elektricky otápěného parního vyvíječe** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

21.5.2021

---

*Bc. Michal Pekárek*



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za spolupráci, jeho cenné rady a čas věnovaný odborným konzultacím.

V Brně dne 21.5.2021



## Obsah

Úvod .....	17
1. Základní poznatky z přestupu tepla .....	18
1.1 Přenos tepla kondukcí .....	18
1.2 Přenos tepla konvekcí .....	19
1.3 Přenos tepla radiací .....	20
1.4 Určení součinitele přestupu tepla .....	20
1.4.1 Přirozená konvekce .....	21
1.4.2 Nucená konvekce .....	22
1.5 Křivka varu ve velkém objemu .....	22
2. Rozbor zadání .....	24
2.1 Určení vlastností bodů páry .....	25
2.2 Teoretický výkon parního vyvíječe .....	25
3. Návrh výparníku .....	27
3.1 Konstrukční návrh výparníku .....	27
3.2 Pevnostní výpočet výparníku .....	28
3.3 Tepelná ztráta výparníku .....	30
3.4 Skutečný výkon výparníku .....	33
3.5 Povrch hladiny ve výparníku .....	35
3.6 Tlaková ztráta výparníku .....	36
3.6.1 Místní ztráty potrubí: .....	36
3.6.2 Délkové ztráty potrubí: .....	36
3.7 Tepelná a tlaková ztráta převáděcího potrubí .....	37
4. Návrh přehříváku .....	40
4.1 Návrh kanálu .....	40
4.2 Popis topného elementu .....	41
4.2.1 Světlý průřez proudu: .....	42
4.2.2 Opravný součinitel na uspořádání svazku: .....	43
4.2.3 Opravný součinitel na počet podélných řad ve svazku: .....	43
4.3 Pevnostní výpočet .....	43
4.4 Tepelný a hydraulický výpočet přehříváku .....	45
4.4.1 Tepelný a hydraulický výpočet 1. sekce: .....	45
4.4.2 Tepelný a hydraulický výpočet 2. sekce: .....	48
4.4.3 Tepelný a hydraulický výpočet 3. sekce: .....	51
4.4.4 Tepelný a hydraulický výpočet 4. sekce: .....	54
4.4.5 Tepelný a hydraulický výpočet 5. sekce: .....	56
4.4.6 Tepelný a hydraulický výpočet 6. sekce: .....	59
4.5 Tepelné ztráty v přehříváku .....	62
4.6 Vyhodnocení přehřívákové části .....	64
4.7 Tepelná účinnost zařízení .....	65
5. Hlavní komponenty zařízení .....	66
5.1 Výparník .....	66

5.2	Přehřívací ..... 67
5.3	Napájecí čerpadlo ..... 67
6.	Měření a regulace..... 69
Závěr ..... 72	
Citovaná literatura..... 73	
Seznam použitých symbolů a zkratk ..... 75	
Seznam příloh ..... 78	

## **Úvod**

Diplomová práce je zaměřena na návrh elektricky otápěného parního vyvíječe pro produkci přehřáté páry. Součástí této práce je návrh schématického zapojení technologie, zpracování tepelných a hydraulických výpočtů navrženého zařízení, specifikace hlavních komponent, popis řízení pro různé stavy a projekční výkresy.

Navržená technologie bude součástí experimentálního zplyňovacího reaktoru. Zplyňování je proces, při kterém se z tuhých paliv (uhlí, biomasy a odpadu) získává plyn. Vyrobený plyn může být použit jako palivo pro spalovací motory, palivové články nebo plynovou turbínu. Všechny procesy probíhají v reaktoru za kontrolovaného přívodu vzduchu, kyslíku nebo páry a potřebného reakčního tepla.

Elektricky otápěný parní vyvíječ se skládá ze dvou samostatně stojících zařízení, z výparníku a z přehříváku. Výparníková část je počítána jako var ve velkém objemu. Přehřev páry v přehřívákové části je počítán pro proudění páry svazkem topných elementů, který je schopen vyrobenou páru přehřát až na teplotu 700 °C. Technologie je doplněna o další nutné zařízení pro správný a bezpečný chod, jedná se o úpravnu vody, napájecí čerpadlo, bezpečnostní prvky a jiné příslušenství.

## 1. Základní poznatky z přestupu tepla

V této části budou stručně představeny základní poznatky z přestupu tepla. Nejdříve se představí základní principy sdílení tepla, kterými jsou kondukce, konvekce radiace a bude i stručně popsána křivka varu ve velkém objemu.

### 1.1 Přenos tepla kondukcí

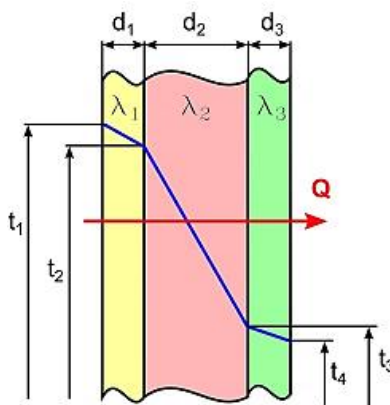
Jedním z druhů sdílení tepla je přenos kondukcí neboli vedením. Při tomto mechanismu dochází ke sdílení tepelné energie hmotných částic ve směru od vyššího teplotního potenciálu k nižšímu teplotnímu potenciálu. Každá látka je charakterizována tzv. součinitelem tepelné vodivosti.

Tepelný tok kondukcí je níže popsán **Fourierovým zákonem**:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(T) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (1.1)$$

Kde:

$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	[W/(m·K)]
$\text{grad}(T)$	Teplotní gradient	[K]



Obrázek 1.1: Přenos tepla vedením [1]

Budou popsány dva základní případy vedení tepla. První případ je vedení tepla svislou stěnou, druhým případem je vedení tepla válcovou stěnou. Pro určení hustoty tepelného toku svislou stěnou platí vzorec 1.2.

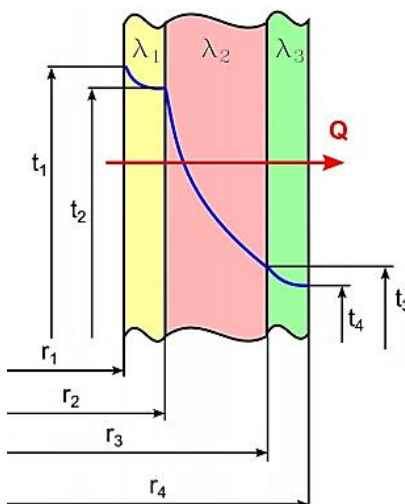
$$\dot{Q} = \frac{S \cdot (t_1 - t_4)}{\sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i}} \quad (1.2)$$

Kde:

$S$	Plocha stěny	[m <sup>2</sup> ]
$d$	Tloušťka vrstvy	[m]
$t_1, t_4$	Teploty na vnějším a vnitřním povrchu	[°C]

Pro vedení tepla válcovou stěnu platí tento vzorec:





Obrázek 1.2: Vedení tepla složenou válcovou stěnou [1]

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (t_1 - t_4)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left( \frac{r_{i+1}}{r_i} \right)} [W] \quad (1.3)$$

L	Délka potrubí	[m]
r <sub>i</sub>	Poloměry potrubí	[m]

## 1.2 Přenos tepla konvekcí

Přenos tepla prouděním neboli konvekce je mechanismus, kterým se šíří teplo mezi povrchem a tekutinou, přičemž tekutina a obtékaný povrch mají rozdílné teploty. Konvekce se skládá ze dvou základních mechanismů: zaprvé kondukce – Náhodný pohyb molekul (difúze), dominuje v blízkosti povrchu. Rychlost tekutiny je malá, na povrchu rychlost klesá na nulu a teplo je přenášeno pouze vedením. Za druhé advekce – Přenos tepla velkým množstvím tekutiny v důsledku teplotního gradientu. [2]

Konvekce může být rozdělena podle:

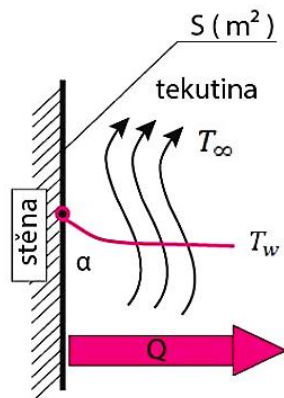
- geometrie soustavy: Vnitřní proudění (proudění v trubkách, kanálech atd.). Vnější proudění (obtékání trubek, obtékání lopatek turbíny, vítr působící na povrch budovy);
- povaha proudění: Nucená konvekce, přirozená konvekce a kombinovaná.

Tepelný tok je vyjádřen **Newtonův ochlazovacím zákon**:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_\infty) [W] \quad (1.4)$$

Kde:

$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$T_w$	Teplota povrchu	[K]
$T_\infty$	Teplota nedotčené tekutiny	[K]



Obrázek 1.3: Přenos tepla prouděním [3]

### 1.3 Přenos tepla radiací

Jedná se o fyzikální proces, při kterém se z povrchu vyzařuje teplo do prostoru. Všechny povrchy, které mají teplotu vyšší jak 0 K, emitují tepelnou energii. Na rozdíl od dvou předchozích mechanismů, se záření může přenášet i ve vakuu.

Tento mechanismus je dán **Stefan-Boltzmannovým zákonem**:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad [W] \quad (1.5)$$

Kde:

$\varepsilon$	Emisivita	[-]
$\sigma$	Stefan-Boltzmannova konstanta	$[5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$
$T$	Teplota tělesa	[K]

### 1.4 Určení součinitele přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla je závislý na fyzikálních vlastnostech (dynamické a kinematické viskozitě, hustotě, měrné tepelné kapacitě a tepelné vodivosti), rychlosti proudění tekutiny, teplotě povrchu a teplotě proudící tekutiny a geometrii tělesa.

$$\alpha = f(\mu, \nu, \rho, \lambda, c, w, T_w, T_\infty, L_{ch}) \quad (1.6)$$

K jeho určení se využívají bezrozměrná kritéria, tzv. kritériální rovnice:

- **Reynoldsovo kritérium**: kritérium udává poměr setrvačných a třecích sil a určuje režim proudění tekutiny (laminární, turbulentní, přechodné).

$$Re = \frac{w \cdot L_{ch}}{\nu} \quad (1.7)$$

Kde:

$w$	Rychlost proudící tekutiny	[m/s]
$L_{ch}$	Charakteristický rozměr	[m]
$\nu$	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2/\text{s}]$

- **Nusseltovo kritérium:** Udává poměr přenosu tepla prouděním a vedením.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_{ch}}{\lambda} \quad (1.8)$$

- **Prandtlovo kritérium:** Poměr hybnosti a tepelné difúze.

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c}{\lambda} \quad (1.9)$$

Kde:

$c$	Měrná tepelná kapacita	[J/(Kg·K)]
$\rho$	Hustota tekutiny	[kg/m <sup>3</sup> ]

#### 1.4.1 Přirozená konvekce

Hnací silou přirozené konvekce je vztlaková síla vyvolaná teplotní roztažností a rozdílnou hustotou tekutiny (vychází z Archimedova zákona). Teplejší tekutina je lehčí, a proto stoupá vzhůru a studenější tekutina klesá dolů, a proto dochází k promíchání tekutiny. V porovnání s nucenou konvekcí je rychlost proudění neznámá a nelze použít Reynoldsovo kritérium. Namísto toho se užívá Grashofovo a Rayleighovo číslo. [4]

- **Grashofovo číslo:** Popisuje přirozenou konvekci způsobenou rozdílem teplot v tekutině.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_{ch}^3}{\nu^2} \quad (1.10)$$

Kde:

$g$	Tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$\beta$	Součinitel objemové roztažnosti tekutina	[1/K]
$\Delta T$	Rozdíl teplot povrchu a nedotčené tekutiny	[K]

pozn.: Součinitel objemové roztažnosti tekutiny se pro ideální plyny vypočítá jako  $\beta = \frac{1}{T_f}$ , pro kapaliny je tato hodnota v tabulkách.

- **Rayleighovo číslo:**

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (1.11)$$

Kde:

Gr	Grashofovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]

Při výpočtu charakteristické teploty, pro které jsou následně určovány všechny látkové parametry a pro výpočet součinitele objemové roztažnosti tekutiny, je určovací teplota filmu:

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (1.12)$$

$T_w$	Teplota povrchu	[K]
$T_\infty$	Teplota nedotčené tekutiny	[K]

Při výpočtu těchto kritérií se počítá s charakteristickým rozměrem, který je závislý na obtékaném povrchu. U svislé stěny je charakteristický rozměr výška (svislý rozměr) stěny. U vodorovných povrchů je charakteristický rozměr poměr teplosměnné plochy (A) a jejího obvodu (O):  $L_{ch} = \frac{A}{O}$ . Pro horizontální válec a kouli se bere charakteristický rozměr jejich průměr.

Po vypočítání všech potřebných vztahů a zjištění všech veličin, se vypočítá Nusseltovo číslo. Tvar Nusseltova kritéria se liší podle druhu obtékaného povrchu a okrajových podmínek viz. literatura zabývající se vedením tepla. Následně se vyjádří součinitel přestupu tepla, který vychází z Nusseltova kritéria.

### 1.4.2 Nucená konvekce

Nucená konvekce je mechanismus přestupu tepla. Tekutina je kromě rozdílu hustot poháněná nějakým vnějším zdrojem např. čerpadlem, ventilátorem, větrem atd.

Jelikož je tato diplomová práce zaměřena na přestup tepla uvnitř trubkového svazku, budou uvedeny pouze vzorce, které se zabývají touto problematikou.

**Nusseltovo číslo pro uspořádání trubek za sebou: [5]**

$$Nu = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot (Re)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (1.13)$$

**Nusseltovo číslo pro uspořádání trubek šachovnicovitě: [5]**

$$Nu = C_z \cdot C_s \cdot (Re)^{0,60} \cdot Pr^{0,33} \quad (1.14)$$

Interval platnosti Reynoldsova čísla je pro dané vzorce  $Re \in (1\,500; 100\,000)$ . Koeficienty  $C_z$ ,  $C_s$  budou vysvětleny při tepelném výpočtu přehříváku (kapitola 4).

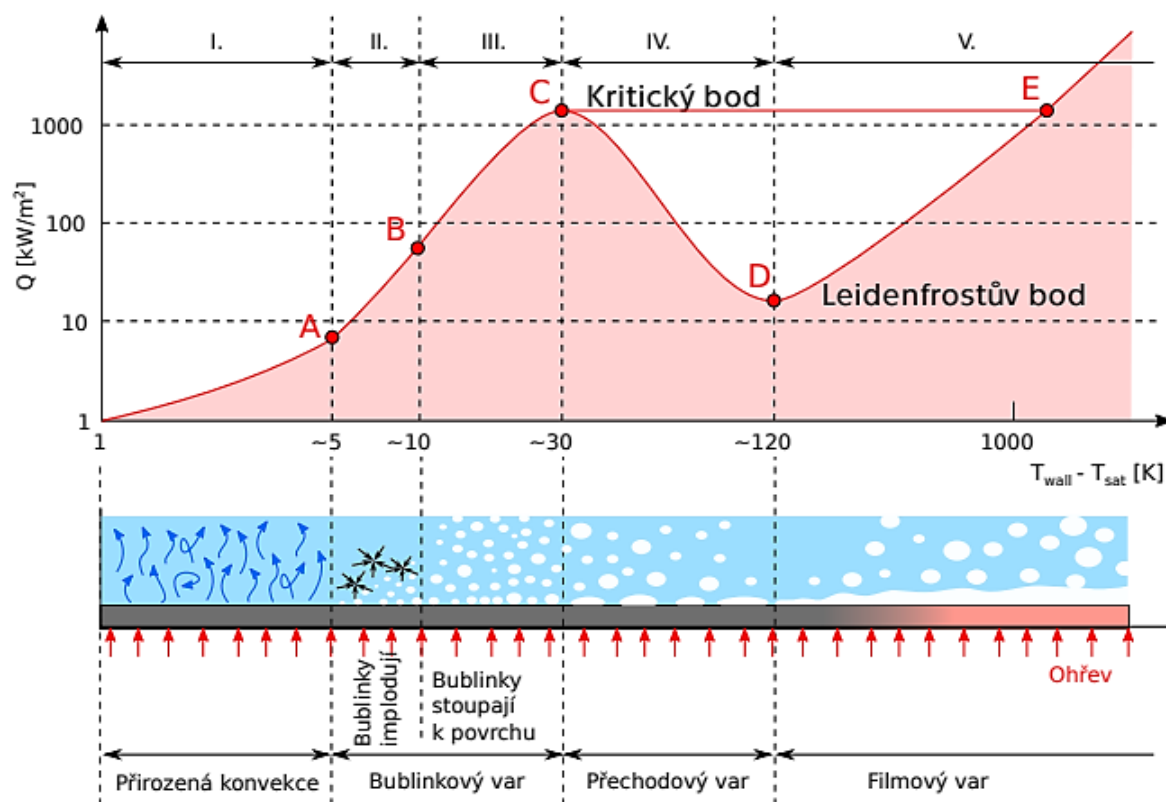
## 1.5 Křivka varu ve velkém objemu

Přestup tepla je dán Newtonovým ochlazovacím zákonem (rovnice 1.4). Na obr. 1.4 je znázorněna křivka tepelného toku z vyhřívané stěny do vody při atmosférickém tlaku. Tuto křivku sestrojil v roce 1934 Shiro Nikiyama. Na x-ové ose je teplotní rozdíl mezi vyhřívanou stěnou  $T_{wal}$  a teplotou sytosti páry  $T_{sat}$ . Na y-nové ose je hodnota tepelného toku.

Od počátku až k bodu A je přehřátí malé a v kapalině nedochází ke vzniku bublinek. Přestup tepla v této oblasti probíhá pouze přirozenou konvekcí.

V oblasti mezi body A a B se začínají objevovat první bublinky (počátek bublinkového varu), ale po odtržení od stěny implodují. Tepelný tok v této oblasti jde strmě vzhůru.

V oblasti mezi body B a C začínají vzniklé bublinky volně stoupat až k hladině a součinitel přestupu tepla zde dosahuje nejvyšších hodnot. Je to způsobeno tím, že po odtržení bublinky od stěny vznikne podtlak a prostor je vyplněn novou kapalinou. Bod C je označován jako kritický bod. V tomto bodě může nastat situace, ve které dojde ke spojení jednotlivých bublinek a vytvoření blánového varu. Následkem je snížení konvektivního přestupu tepla. Další stav se nazývá **krize přestupu tepla**. Nastává v situaci, kdy dojde k úplnému odpaření kapaliny na povrchu vyhřívané stěny. To způsobí náhlý, a především nežádoucí růst teploty v okolí stěny, což může mít za následek spálení topného elementu.



Obrázek 1.4: Křivka varu ve velkém objemu [6]

## 2. Rozbor zadání

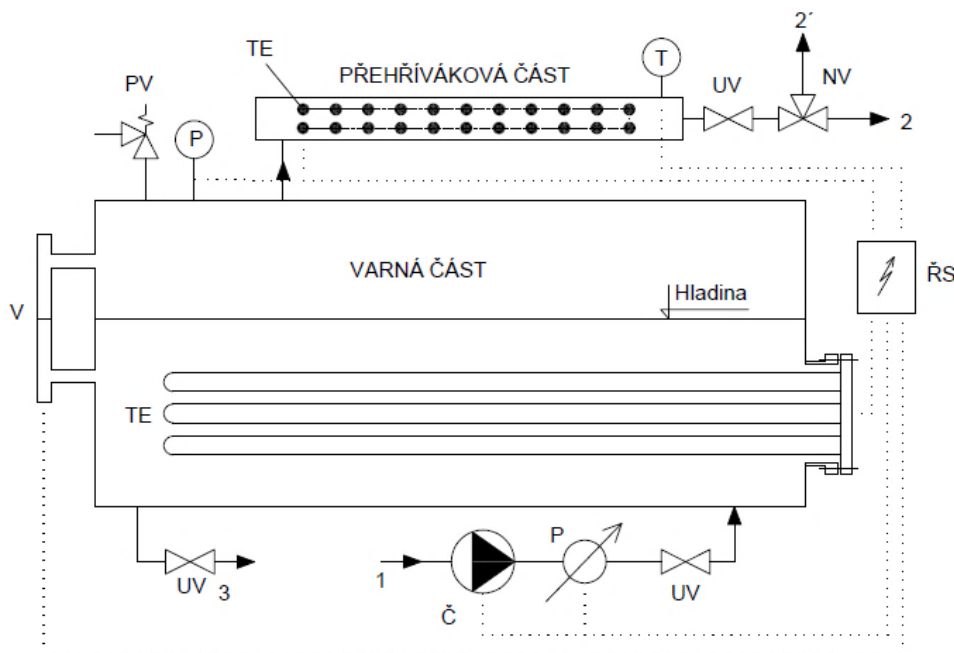
Cílem diplomové práce je navrhnout elektrický otápěný vyvíječ páry. Jedná se o nízkotlaký parní kotel na přehřátou páru. Kotel se skládá z přívodu napájecí vody, napájecího čerpadla, varné části, přehřívákové části, odvodního potrubí přehřáté páry a řídicího systému. Parametry, podle kterých bude kotel navržen viz tabulka 2.1.

**Tab. 2.1:** Jmenovité parametry kotle

Parametr	Hodnota	Jednotka
Parní výkon	40	kg/h
Nejvyšší dovolený tlak	0,5	bar (g)
Nejvyšší dovolená teplota přehřáté páry	700	°C
Rozsah regulovatelnosti průtoku	6 až 40	kg/h
Rozsah regulovatelnosti teploty	$t_s$ až 700*	°C

\*  $t_s$  – Teplota sytosti

Prvním krokem při návrhu parního vyvíječe je navrhnout koncepční schéma zapojení jednotlivých částí do celku.



**Obrázek 2.1:** Schématické zapojení technologie

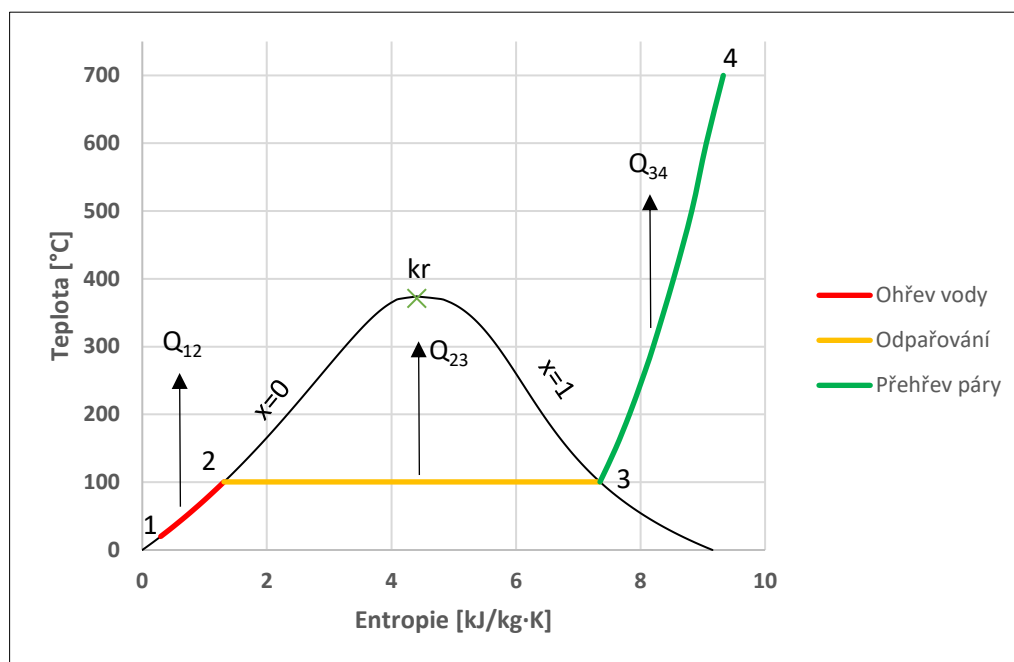
Na obrázku 2.1 je koncepční schéma parního vyvíječe. Vyvíječ má 2 hlavní části: varnou a přehřívákovou. Dalšími komponenty, které jsou ve schématu: UV – uzavírací ventil, Č – napájecí čerpadlo, P – průtokoměr, TE – topný element, V – vodoznak, P – tlakoměr, T – teploměr, NV – najížděcí ventil, ŘS – řídicí systém a silové napájení. Přívodní a odvodní potrubí: přívod napájecí vody (1), odvod přehřáté páry (2), odfukovací potrubí (2'), které bude využíváno při najíždění kotle a poslední je vypouštěcí potrubí (3).

Veškeré fyzikální vlastnosti vody/páry jsou určeny z parních tabulek exportovaných do excelu. [7]

## 2.1 Určení vlastností bodů páry

Byl sestaven T-s diagram, ve kterém jsou vyznačeny energetické toky, při kterých dochází během ohřevu vody až k přehřáté páře.

Tlak ve výparníku byl určen z tlakové ztráty přehříváku (4.4) a převáděcího potrubí (3.7) na 1,029 bar. Teplota napájecí vody je uvažována 20 °C (bod 1), voda se ohřívá ve varné části na teplotu sytosti (bod 2), oblast mezi body 2 a 3 je tzv. latentní teplo. Jedná se o teplo, které se vodě musí dodat, aby se voda odpařila. Po vytvoření páry se pára přehřeje, to se děje mezi body 3 a 4.



Obrázek 2.2: T-s diagram teplotních dějů, podle [8]

Oblast  $Q_{12}$  a  $Q_{23}$  (v grafu červená a žlutá křivka) je teplo, které dodá výparník a  $Q_{34}$  je oblast přehříváku. V tab. 2.2 jsou hodnoty entalpií v jednotlivých bodech při daných teplotách a tlaku 1,029 bar.

Tab. 2.2: Hodnoty entalpií v jednotlivých bodech

1		2		3		4	
T [°C]	$h_1$ [kJ/kg]	T [°C]	$h_2$ [kJ/kg]	T [°C]	$h_3$ [kJ/kg]	T [°C]	$h_4$ [kJ/kg]
20	84,00	100,41	420,80	100,41	2676,10	700	3929,4

$p = 1,029 \text{ bar}$

## 2.2 Teoretický výkon parního vyvíječe

Nejjednodušším a nejsnadnějším způsobem výroby syté páry je použití elektrického topného tělesa. Vzhledem k tomu, že se voda ohřívá a vaří téměř při atmosférickém tlaku, výpočet bude podobný jako při ohřevu vody ve varné konvici.

Nejdříve je potřeba vodu ohřát z teploty 20 °C na teplotu sytosti, potřebný tepelný výkon se spočítá z kalorimetrické rovnice při jmenovitém parním výkonu.

$$Q_{12} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \frac{40}{3600} \cdot (420,80 - 84,00) = 3\,742,20 \text{ W} \quad (2.1)$$

Kde:

$\dot{m}$  Parní výkon kotle [kg/s]  
 $h$  Entalpie vody [kJ/kg]

Po ohřátí vody na teplotu sytosti musíme dodat teplo potřebné k odpaření vody tzv. latentní teplo. Odpaření probíhá mezi hranicí syté kapaliny ( $x = 0$ ) a hranicí syté páry ( $x = 1$ ), v obrázek 2.2 se jedná o body 2. a 3.

$$Q_{23} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = \frac{40}{3600} \cdot (2676,20 - 420,80) = 25\,060,00\,W \quad (2.2)$$

$$Q_{vyp,teo} = Q_{12} + Q_{23} = 3\,742,20 + 25\,060 = 28802,2\,W \quad (2.3)$$

Teoretický výkon výparníku je vypočítán v rovnici 2.3. Poté co je pára vyrobena, je potřeba ji v přehřívákové části přehřát na teplotu 700°C.

$$Q_{34} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = \frac{40}{3600} \cdot (3929,4 - 2676,20) = 13\,924,44\,W \quad (2.4)$$

$$Q_{14} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} = 3742,20 + 25060,00 + 13924,44 = 42\,726,64\,W \quad (2.5)$$

Celkový teoretický výkon, který je potřeba dodat vodě, aby se voda odpařila a následně přehřála na teplotu 700 °C, je 42,73 kW<sub>t</sub>. Aby mohl být určen skutečný výkon, je zapotřebí vypočítat tepelné ztráty celku a těmi navýšit teoretickou hodnotu.



### 3. Návrh výparníku

Skutečný pracovní tlak, při kterém výparník pracuje, je dán tlakovou ztrátou přehříváku a převáděcím potrubím. Při výpočtu nádoby, byla snaha navrhnout pracovní tlak v nádobě tak, aby nepřekročil maximální dovolený přetlak 0,5 bar(g). Ve směrnici 2014/68/EU (PED) je uvedeno, že pokud pracovní tlak uvnitř nádoby překročí přetlak 0,5 bar, tak se jedná o zařízení se zvýšenou mírou nebezpečí a podléhá speciální legislativě.

Výparník bude mít tvar horizontálního válce s rovnou hlavou. Tloušťka stěn bude určena z pevnostního výpočtu.

#### 3.1 Konstrukční návrh výparníku

Výparník má tvar horizontálního válce s rovnými dny. Rozměry výparníku se odvíjí od velikosti topného elementu. Délka topných elementů, které mají výkon kolem 29 kW (rovnice 2.3), se pohybují v rozmezí 1200 – 875 mm. Jelikož je snaha o co nejmenší rozměry celého celku, byla zvolena délka topného elementu 875 mm. Na základě tohoto rozměru se bude odvíjet celý konstrukční návrh výparné části. Průměr nádoby byl navržen tak, aby v nádobě byla dostatečně vysoká hladina na odpařování vody a zároveň zbylo místo i pro páru. Podrobnější popis jednotlivých výšek hladin je popsán v kapitole 5.1. Tloušťka válcové stěny a dna je vypočítána v kapitole 3.2.

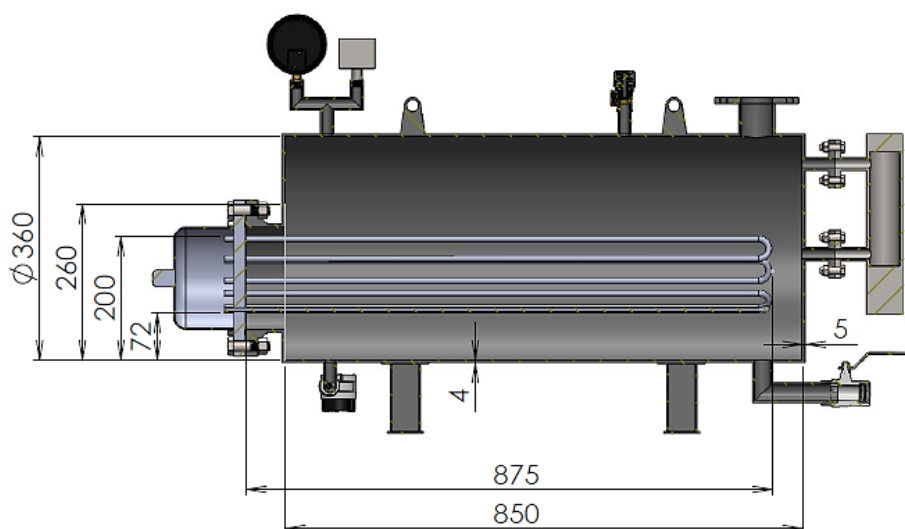
**Tab. 3.1:** Vnitřní rozměry výparníku

Veličina	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr nádoby	360	mm
Délka nádoby	850	mm
Tloušťka válcové části	4	mm
Tloušťka dna	5	mm

$$V_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 0,36^2}{4} \cdot 0,85 = 0,0865 \text{ m}^3 \quad (3.1)$$

Kde:

$d$  Průměr nádoby [m]  
 $L$  Délka nádoby [m]



**Obrázek 3.1:** Konstrukční návrh nádoby výparníku

Výška nejnižší a nejvyšší položeného topného elementu je 72 a 200 mm. Jmenovitá výška hladiny, při které se voda odpařuje je navržena na 260 mm.

### 3.2 Pevnostní výpočet výparníku

Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 12953-3 pro válcové kotle. Výparník bude vyroben z oceli P265GH. [9]

#### Výpočet tloušťky stěny válcové části:

Pomocí výpočtu se určí minimální tloušťka stěny válcové části výparníku. Minimální tloušťka stěny se skládá z minimální tloušťky, přídatku na toleranci výchozího plechu a přídatku na korozi. [9]

$$e_v = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad (3.2)$$

Kde:

$e_{ct}$	Minimální tloušťka stěny	[mm]
$c_1$	Přídavek na toleranci výchozího plechu	[mm]
$c_2$	Přídavek na korozi	[mm]

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d}{(2 \cdot f - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} \quad (3.3)$$

Kde:

$p_c$	Maximální přetlak ve výparníku	[MPa]
$d$	Vnitřní průměr výparníku	[mm]
$f$	Dovolené namáhání materiálu	[MPa]
$v$	Součinitel svarového spoje	[-]

Dovolené namáhání se stanoví z meze kluzu a meze pevnosti pro daný materiál a následně se zvolí minimální hodnota. [10]

$$R_m = 410 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

Mez kluzu se stanoví z maximální teploty, která se ve výparníku může vyskytnout. Tato teplota vychází z maximálního přetlaku, na který bude výparník navržen, což je 0,5 bar. Teplota saturace při tomto přetlaku je  $t_s = 111,35 \text{ °C}$ .

$$t_c = t_s = 111,35 \text{ °C} \quad (3.5)$$

Mez kluzu je tabulková hodnota pro daný materiál.

**Tab. 3.2:** Smluvní mez kluzu pro P265GH [10]

Teplota [°C]	100	150	200	250
$R_{p0,2}$ [MPa]	241	223	205	188

Pomocí interpolace se určí přesná hodnota pro teplotu  $t_c$ .

$$\begin{aligned} R_{p0,2} &= R_{p0,2,100} - (t_c - 100) \cdot \frac{R_{p0,2,100} - R_{p0,2,150}}{t_{150} - t_{100}} \\ &= 241 - (111,35 - 100) \cdot \frac{241 - 223}{150 - 100} \\ &= 237,4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Dovolené namáhání se stanoví dle následujícího vzorce.

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} = \left\{ \frac{237,4}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 158,27 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

Vnitřní průměr výparníku je určen v kapitole 3.1. Při výpočtu minimální tloušťky stěny se počítá s přetlakem v MPa.

$$\begin{aligned} e_{ct} &= \frac{p_c \cdot d}{(2 \cdot f - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{0,05 \cdot 360}{(2 \cdot 158,27 - 0,05) \cdot 0,85 + 2 \cdot 0,05} \\ &= 0,07 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Další je přídavek na toleranci výchozího plechu, tato hodnota byla zvolena na 0,5 mm ( $c_1=0,5$  mm). Přídavek na korozi, byl zvolen  $c_2=0,75$  mm. Tyto přídavky byly voleny dle normy ČSN EN 12953-3. [9]

$$e_v = 0,07 + 0,75 + 0,5 = 1,32 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Minimální vypočtená tloušťka válcové části výparníku vyšla 1,32 mm. Podle normy ČSN EN 12953-3 musí být minimální tloušťka stěny 4 mm, proto byla zvolena tloušťka stěny válcové části **4 mm**.

#### Výpočet tloušťky stěny rovné části:

Výparník se kromě válcové části skládá ze 2 rovných hlav. Výpočet minimální tloušťky je vypočítán dle normy ČSN 69 0010-4.9. [11]

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2} = \sqrt{1 + \frac{180}{360} + \left(\frac{180}{360}\right)^2} = 1,43 \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} e_h &= K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f \cdot v}} = 0,41 \cdot 1,42 \cdot 360 \cdot \sqrt{\frac{0,05}{158,27 \cdot 0,85}} \\ &= 4,04 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.11)$$

K	Součinitel podle ČSN 69 0010-4.9.	[-]
K <sub>0</sub>	Součinitel zeslabení desky otvoru	[-]
d	Průměr díry, do které je vložen topný element	[mm]
D <sub>R</sub>	Vnitřní průměr výparníku	

Tloušťka stěny rovného dna vyšla na 4,04 mm. Norma ČSN 69 0010 říká, že tloušťka hlavy musí být větší nebo minimálně stejné tloušťky jako válcová část. Když přičteme přídavek na toleranci výchozího plechu 0,5 mm, tak zvolená tloušťka dna je **5 mm**.

### 3.3 Tepelná ztráta výparníku

U elektrického parního vyvíječe nejsou ztráty nedopalem či teplem tuhých zbytků. Jedinou uvažovanou ztrátou je ztráta sáláním. Ztráta sáláním se určí z vnitřní teploty výparníku a z okolní teploty prostředí, která je uvažována 20 °C. Děje se přestupem tepla izolací (kondukce), konvekcí – na vnějším povrchu stěny izolace ve styku se vzduchem a radiací z vnějšího povrchu izolace. Teplota na vnější straně izolace je zvolena na základě normy ČSN 070620. V případě, že teplota uvnitř kotle je nižší než 115 °C, tak rozdíl mezi teplotou vzduchu v místnosti a vnější povrchovou teplotou izolace, by neměl být větší než 20 K. Z uvedených důvodů, se zvolila vnější povrchová teplota izolace 40°C. [12]

Během varu ve výparníku dochází k promíchání přiváděné vody s vařící vodou, takže se jedná se o vařící prostor o stejné teplotě a tlaku. Teplotu varu se odvíjí od nejvyššího dovoleného tlaku. V tomto případě je nejvyšší dovolený přetlak 0,5 bar, čemuž odpovídá teplota saturace 111,35 °C.

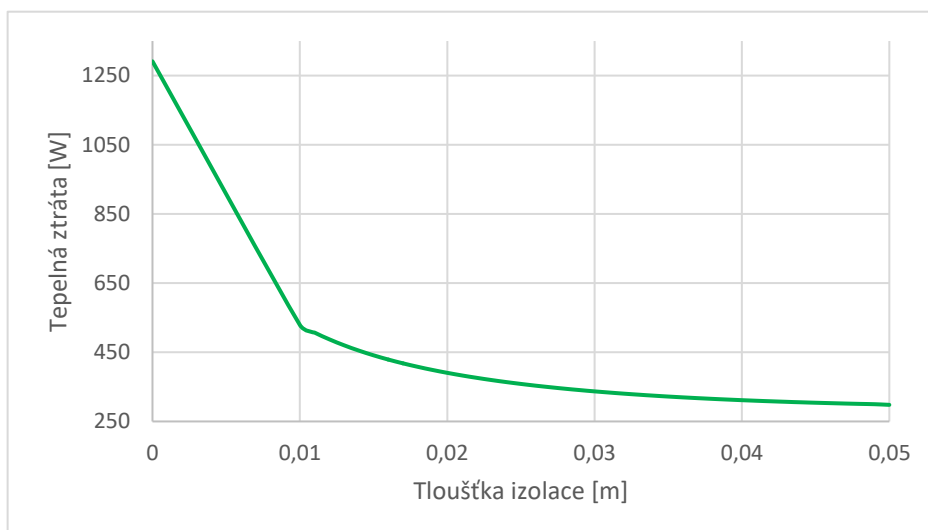
Materiál výparníku je ocel P265GH. Pro danou ocel je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_1=57,5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  [10] a jako izolační materiál je použita kamenná vlna od firmy ISOVER se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda_2=0,047$ . [13]

**Tab. 3.3:** Součinitel tepelné vodivosti pro výparník a izolaci

Materiál	Součinitele tepelné vodivosti [W/(m·K)]
Ocel P265GH	57,5
Kamenná vlna	0,047

Pro výpočet tepelné ztráty výparníku je potřeba stanovit součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace a určit tloušťku izolace. Jelikož je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně velký, bude při výpočtu zanedbán. Přestup tepla na vnější straně bude počítán jako přirozená konvekce kolem válcové nádoby a podél svislé rovné stěny. Vzorový výpočet bude proveden pouze pro válcovou stěnu a pro svislou stěnu bude uveden jenom výsledek.

Vzorce (3.11 – 3.20) se vložili do excelu a vypočítala se tepelná ztráta výparníku v závislosti na tloušťce izolace (obrázek 3.2). Snaha při určování vhodné tloušťky izolace byla „cena/výkon“. Zvolila se tloušťka izolace **30 mm**.



Obrázek 3.2: Tepelná ztráta výparníku v závislosti na tloušťce izolace

Vstupní parametry pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně izolace jsou: charakteristický rozměr a teplota, pro kterou se budou zjišťovat fyzikální vlastnosti vzduchu. Charakteristický rozměr je vnější průměr + tloušťka izolace.

$$L_c = d + 2 \cdot t + 2 \cdot t_{iz} = 0,36 + 2 \cdot 0,004 + 2 \cdot 0,03 = 0,428 \text{ m}$$

Charakteristická teplota je průměr teploty na povrchu izolace a okolního prostředí.

$$T_{ch} = \frac{T_{iz} + T_{ok}}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{ch} + 273,15} = \frac{1}{273,15 + 30} = 0,0033$$

Této teplotě odpovídají fyzikální vlastnosti vzduchu:

**Tab. 3.4:** Fyzikální vlastnosti vzduchu

Veličina	Hodnota	Jednotka
$\lambda$	0,0264	W/(m·K)
$\nu$	$16,04 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Pr	0,712	-

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,0033 \cdot (40 - 20) \cdot 0,428^3}{(16,04 \cdot 10^{-6})^2} = 197303832 \quad (3.12)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = 197303832 \cdot 0,712 = 140480329 \quad (3.13)$$

$$Nu = \left[ 0,6 + \frac{0,384 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$= \left[ 0,6 + \frac{0,384 \cdot 140480329^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{0,712} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 61,94 \quad (3.14)$$

$$\alpha_{pl} = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c} = \frac{61,94 \cdot 0,0264}{0,428} = 3,82 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3.15)$$

Byl vypočítán součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace válcové části. Stejný výpočet, kromě Nusseltova čísla byl proveden pro svislou stěnu výparníku.

$$\alpha_{hl} = 3,96 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Vypočítá se součinitel prostupu tepla a z toho tepelná ztráta. Součinitel přestupu tepla  $\alpha_i$  na straně páry je uveden pouze z formálního hlediska, v číselném dosazení je zanedbán.

$$k_{pl} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot 2 \cdot r_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \left( \frac{r_2 + t_{iz}}{r_2} \right) + \frac{1}{\alpha_{pl} \cdot 2 \cdot (r_2 + t_{iz})}}$$

$$= \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot 57,5} \cdot \ln \left( \frac{0,184}{0,18} \right) + \frac{1}{2 \cdot 0,047} \cdot \ln \left( \frac{0,214}{0,184} \right) + \frac{1}{0,214 \cdot 2 \cdot 3,82}}$$

$$= 1,69 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K} \quad (3.16)$$

$$k_{hl} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{t}{\lambda_1} + \frac{t_{iz}}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{hl}}} = \frac{1}{\frac{0,005}{57,5} + \frac{0,03}{0,047} + \frac{1}{3,96}}$$

$$= 1,38 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (3.17)$$

Kde:

$r_1$	Vnitřní poloměr výparníku	[mm]
$r_2$	Vnější poloměr stěny výparníku	[mm]
$r_3$	Vnější poloměr izolace	[mm]

**Tepelná ztráta pláště:**

$$Q_{z,pl} = k_{pl} \cdot l \cdot (t_s - t_{ok}) = 1,69 \cdot 0,85 \cdot (111,35 - 20) = 131,32 \text{ W} \quad (3.18)$$

### Tepelná ztráta hlavy:

Plocha hlavy je  $S_{hl} = 0,145 \text{ m}^2$ .

$$Q_{z,hl} = k_{hl} \cdot S_{hl} \cdot (t_s - t_{ok}) = 1,38 \cdot 0,145 \cdot (111,35 - 20) \cdot 2 = 36,31 \text{ W} \quad (3.19)$$

### Tepelná ztráta radiací:

Teplota izolace na vnější straně má vyšší teplotu, než je teplota okolí, takže výparník bude vyzařovat teplo do okolí. Proto se vypočítá únik tepla radiací. Emisivita izolace je  $\epsilon = 0,93$ . [13]

$$Q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot S_{vyp} \cdot (T_{iz}^4 - T_{ok}^4) = 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1,43 \cdot (313,15^4 - 293,15^4) = 169,27 \text{ W} \quad (3.20)$$

### Celková tepelná ztráta výparníku:

Součtem všech dílčích ztrát se vypočítá celková tepelná ztráta výparníku.

$$Q_{z,vyp,c} = Q_{z,hl} + Q_{z,hl} + Q_{rad} = 336,58 \text{ W} \quad (3.21)$$

## 3.4 Skutečný výkon výparníku

Skutečný výkon potřebný k výrobě páry se vypočítá z teoretického výkonu a k němu se přičtou tepelné ztráty výparníku.

$$Q_{vyp} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{z,vyp,c} = 3742,20 + 25060,00 + 336,58 = 29\,139,08 \text{ W} \rightarrow 30\,000 \text{ W} \quad (3.22)$$

Je vybrán sériově vyráběný topný element o výkonu 30 kW. Když je znám příkon topného elementu, ověří se tepelný tok při varu, jestli nedojde ke krizi varu a následnému spálení topného elementu.

**Tab. 3.5:** Vlastnosti saturované vody a páry

Veličina	Hodnota	Jednotka
$\rho_l$	957,42	kg/m <sup>3</sup>
$c_{p,l}$	4218	J/kg
$\mu_l$	$280 \cdot 10^{-6}$	Pa/s
$\sigma$	0,0587	N/m
$\rho_v$	0,62	kg/m <sup>3</sup>
$Pr_l$	1,73	-
$t_{sat}$	100,41	°C
$t_w$	125	°C
$l_v$	$2,253 \cdot 10^6$	J/kg
$C_{sf}$	0,013	-
$n$	1	-

Kde:

$\rho_v$	Hustota páry, při teplotě sytosti	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_l$	Hustota vody při teplotě saturace	[kg/m <sup>3</sup> ]
$l_v$	Latentní teplo	[J/kg]
$c_p$	Měrná tepelná kapacita vody	[kJ/(kg·K)]
$\mu_l$	Dynamická viskozita	[Pa·s]
$Pr_l$	Prandtlovo číslo	[-]
$\sigma$	Povrchové napětí rozhraní kapalina/pára	[N/m]
$T_{sat}$	Teplota sytosti	[°C]
$T_w$	Teplota stěny topného elementu	[°C]
$C_{sf}, n$	Konstanty závislé na dvojici povrch-kapalina	[-] [14]
$C_r$	Koeficient pro maximální tepelný tok	[-]
$L$	Průměr topného elementu	[m]

Teplota povrchu topného elementu je 120 °C. Tepelný tok se vypočítá dle následujícího vzorce: [14]

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \mu_l \cdot l_v \cdot \left[ \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[ \frac{c_p \cdot (t_w - t_{sat})}{C_{sf} \cdot l_v \cdot Pr_l^n} \right]^3 \\ &= 280 \cdot 10^{-6} \cdot 2,253 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{9,81 \cdot (957,42 - 0,62)}{0,0587} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &\quad \cdot \left[ \frac{4218 \cdot (120 - 100,40)}{0,013 \cdot 2,253 \cdot 10^6 \cdot 1,731} \right]^3 = 859805 \text{ W/m}^2 \\ &= 0,860 \text{ MW/m}^2 \end{aligned} \quad (3.23)$$

Tepelný tok mezi topným elementem a kapalinou při bublinkovém varu je 0,86 MW/m<sup>2</sup>. [14]

$$\begin{aligned} \dot{q}_{max} &= C_{cr} \cdot l_v \cdot \rho_v \left[ \sigma \cdot g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0,12 \cdot 2,253 \cdot 10^6 \cdot 0,62 \\ &\quad \cdot \left[ 0,0587 \cdot 9,81 \cdot \frac{(957,42 - 0,62)}{0,62^2} \right]^{\frac{1}{4}} = 1031378 \text{ W/m}^2 \\ &= 1,03 \text{ MW/m}^2 \end{aligned} \quad (3.24)$$

$C_{cr}$  je koeficient maximálního tepelného toku. Je závislý na geometrii topného elementu. V tomto případě se uvažuje horizontální válec. Určuje se z parametru  $L^*$ . Průměr topného elementu je 10 mm.

$$\begin{aligned} L^* &= L \cdot \left[ g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} = 0,005 \cdot \left[ 9,81 \cdot \frac{(957,65 - 0,62)}{0,0587} \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 1,99 \end{aligned} \quad (3.25)$$



$$L^* > 1,2 \rightarrow C_{cr} = 0,12$$

L Charakteristický rozměr, poloměr topného elementu [m]

Heater Geometry	$C_{cr}$	Charac. Dimension of Heater, L	Range of $L^*$
Large horizontal flat heater	0.149	Width or diameter	$L^* > 27$
Small horizontal flat heater <sup>1</sup>	$18.9K_1$	Width or diameter	$9 < L^* < 20$
Large horizontal cylinder	0.12	Radius	$L^* > 1.2$
Small horizontal cylinder	$0.12L^{*-0.25}$	Radius	$0.15 < L^* < 1.2$
Large sphere	0.11	Radius	$L^* > 4.26$
Small sphere	$0.227L^{*-0.5}$	Radius	$0.15 < L^* < 4.26$

Obrázek 3.3: Hodnota součinitele  $C_{cr}$  [14]

$$\begin{aligned} \dot{q}_{min} &= 0,09 \cdot l_v \cdot \rho_v \cdot \left[ \frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{\frac{1}{4}} = 0,09 \cdot 2,253 \cdot 10^6 \cdot \\ &\cdot 0,62 \cdot \left[ \frac{0,0587 \cdot 9,81 \cdot (957,42 - 0,62)}{(957,42 + 0,62)^2} \right]^{\frac{1}{4}} = 0,0197 MW/m^2 = 19678,2 W/m^2 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Tepelný tok mezi topnou patronou a kapalinou nepřekročí kritickou hodnotu, ke krizi varu nedojde. Pro úplnost se spočítala minimální hodnota tepelného toku. Skutečný tepelný tok se nachází v intervalu platnosti.

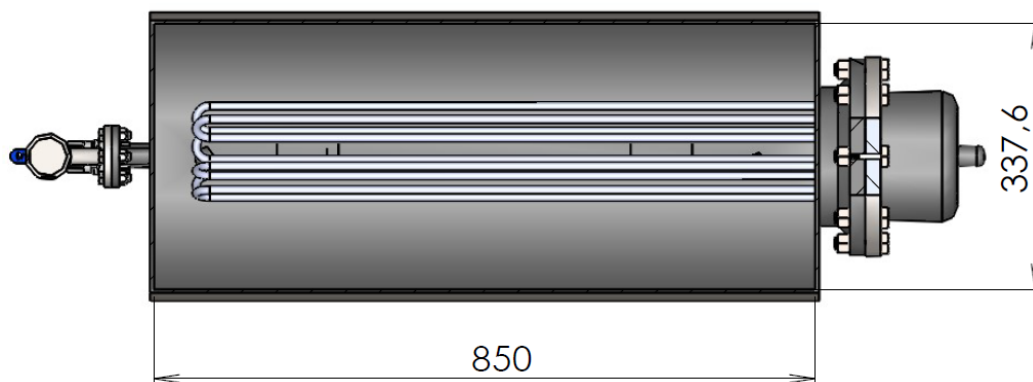
$$\dot{q} \in (\dot{q}_{min}, \dot{q}_{max}) \quad (3.27)$$

### 3.5 Povrch hladiny ve výparníku

Nyní je potřeba ověřit plochu hladiny vody při odpařování. Pokud by hladina nebyla dostatečně velká, docházelo by při zvedání a práskání parních bublin k příliš velkému zvedání hladiny a následnému unášení velkého množství kapiček vody. Minimální plocha se vypočítá následovně: [15]

$$A_{min} = \frac{\dot{m} \cdot 0,8}{\sqrt{\rho_v}} = \frac{3600 \cdot 0,8}{\sqrt{0,61}} = 0,011 m^2 \quad (3.28)$$

Byla vypočítaná minimální plocha potřebná k odpařování vody, která je  $0,011 m^2$ . Tato plocha se porovná se skutečnou plochou. Na obr. 3.4 je zobrazen řez nádobou při výšce 260 mm



Obrázek 3.4: Rozměry hladiny při pracovní výšce

$$A_{skut} = a \cdot b = 0,85 \cdot 0,3376 = 0,287 \text{ m}^2 \quad (3.29)$$

$$A_{skut} > A_{min} \quad (3.30)$$

Skutečná hladina je dostatečně velká vůči minimální vypočtené ploše.

### 3.6 Tlaková ztráta výparníku

Tlaková ztráta výparníku se skládá ze ztrát místních a délkových. Bude se uvažovat potrubí mezi napájecím čerpadlem a vstupem do těla výparníku. Příváděcí potrubí má jmenovitý průměr DN 10.

#### 3.6.1 Místní ztráty potrubí:

Místními ztrátami se myslí všechna kolena, ventily, zúžení, rozšíření atd.

$$\Delta p_{z,m} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (3.31)$$

Kde:

$\xi$	Místní ztrátový součinitel	[-]
$w$	Rychlost kapaliny v potrubí	[m/s]
$\rho$	Hustota kapaliny	[kg/m <sup>3</sup> ]

Rychlost vody v příváděcím potrubí:

$$v = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{40}{998 \cdot \pi \cdot 0,0124^2} \cdot 4 = 0,1 \text{ m/s} \quad (3.32)$$

Příváděcí potrubí DN 10 se bude skládat z potrubí délky 0,5 m, 2x závitového spoje, 1x 90° kolena, 1x půrokomeř a uzavíracího ventilu. Součinitele místních ztrát pro příváděcí potrubí jsou uvedeny v následující tabulce.

**Tab. 3.6:** Místní ztrátový součinitel příváděcího potrubí [16]

	Uzavírací ventil	Závitový spoj	Koleno 90°	Vstup do výparníku	Průtokomeř
$\xi$ [-]	3	0,08	1,5	0,8	10

$$\Delta p_{z,m} = (3 + 2 \cdot 0,08 + 1,5 + 0,8 + 10) \cdot \frac{0,1^2}{2} \cdot 998 = 77,15 \text{ Pa} \quad (3.33)$$

#### 3.6.2 Délkové ztráty potrubí:

Délková ztráta je ztráta přímým potrubím, čím delší je potrubí, tím je délková tlaková ztráta potrubí větší.

$$\Delta p_{z,l} = \lambda_{\Delta p} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (3.34)$$

Kde:

$\lambda_{\Delta p}$	Součinitel tření	[-]
----------------------	------------------	-----

$d$	Průměr potrubí	[m]
$l$	Délka potrubí	[m]

Z Moodyho diagramu se určila hodnota součinitele tření  $\lambda=0,09$ . Rychlost vody při jmenovitém průtoku byla vypočítána na 0,1 m/s.

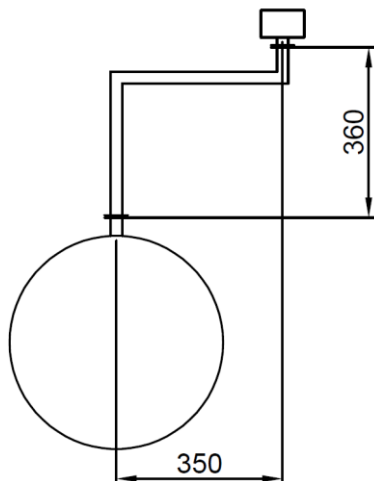
$$\Delta p_{z,l} = 0,09 \cdot \frac{0,5}{0,012} \cdot \frac{0,1^2}{2} \cdot 998 = 18,71 \text{ Pa} \quad (3.35)$$

Celková tlaková ztráta přiváděcího potrubí je:

$$\Delta p_{z,c} = \Delta p_{z,m} + \Delta p_{z,l} = 77,15 + 18,71 = 95,86 \text{ Pa} \quad (3.36)$$

### 3.7 Tepelná a tlaková ztráta převáděcího potrubí

Na obrázku 3.5 je navrženo převáděcí potrubí. Vývod z výparníku je umístěn v horní části a přívod do přehříváku je ze spodní strany. Izolace pro převáděcí potrubí je stejná jako izolace, která byla použita u výparníku. Jedná se o izolace od firmy Isover o tloušťce 30 mm. Při průměru převáděcího potrubí DN 50 je vnější plocha potrubí s izolací přibližně 0,27 m<sup>2</sup>.



Obrázek 3.5: Návrh převáděcího potrubí

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = w \cdot S_{př} \quad (3.37)$$

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho_s \cdot S_{př}} = \frac{\frac{40}{3600}}{0,61 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0529^2}{4}} = 8,36 \text{ m/s} \quad (3.38)$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{8,36 \cdot 0,0529}{2,02 \cdot 10^{-5}} = 21850 \quad (3.39)$$

Jedná se o turbulentní proudění. K určení Nusseltova čísla se použil následující vzorec a dopočítal se součinitel přestupu tepla na vnitřní straně potrubí. [17]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 0,023 \cdot 21850^{0,8} \cdot 1,028^{0,3} = 68,69 \quad (3.40)$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{68,69 \cdot 0,025}{0,0529} = 32,46 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.41)$$

Další důležitou veličinou je součinitel přestupu tepla vně izolace. Výpočet bude stejný jako v kapitole 3.3.

$$L_c = D + 2 \cdot t_{iz} = 0,0602 + 2 \cdot 0,03 = 0,122 \text{ m}$$

Fyzikální vlastnosti a charakteristická teplota bude stejná jako v kapitole 3.3.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,0033 \cdot (40 - 20) \cdot 0,122^3}{(16,04 \cdot 10^{-6})^2} = 4569658 \quad (3.42)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = 4569658 \cdot 0,712 = 3253596 \quad (3.43)$$

$$Nu = \left[ 0,6 + \frac{0,384 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = \left[ 0,6 + \frac{0,384 \cdot 3253596^{\frac{1}{4}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{0,712} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 = 20,07 \quad (3.44)$$

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c} = \frac{20,07 \cdot 0,0264}{0,122} = 4,34 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (3.45)$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně vyšel 4,34 W/m<sup>2</sup>K. Nyní je možné vypočítat tepelnou ztrátu převáděcího potrubí.

$$k_{přev} = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot r_1 \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{2 \cdot r_3 \cdot \alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 0,02645} + \frac{1}{2 \cdot 45,4} \cdot \ln\left(\frac{0,0301}{0,02645}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,047} \cdot \ln\left(\frac{0,0601}{0,0301}\right) + \frac{1}{2 \cdot 0,0601 \cdot 4,34}} = 0,34 \text{ W/mK} \quad (3.46)$$

Tepelná ztráta převáděcího potrubí.

$$Q_{z,prev} = k \cdot l \cdot (t_1 - t_{w,iz}) = 0,34 \cdot 0,71 \cdot (111,35 - 20) = 22,05 \text{ W} \quad (3.47)$$

Navržená povrchová teplota převáděcího potrubí je 40 °C, proto je nutné spočítat tepelnou ztrátu radiací.

$$\begin{aligned} Q_{rad,prev} &= \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_{prev} \cdot (T_{iz}^4 - T_{ok}^4) \\ &= 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,27 \cdot (313,15^4 - 293,15^4) \\ &= 31,41 \text{ W} \end{aligned} \quad (3.48)$$

Celková tepelná ztráta převáděcího potrubí je:

$$Q_{z,prev,c} = Q_{rad,prev} + Q_{z,prev} = 53,46 \text{ W} \quad (3.49)$$

### Tlaková ztráta převáděcího potrubí:

Rychlost páry v převáděcím potrubí je 8,35 m/s. Místní ztráty převáděcího potrubí jsou uvedeny v následující tabulce:

**Tab. 3.7:** Místní ztrátový součinitel převáděcího potrubí [16]

	Přírubový spoj	Koleno 90°	Výstup z výparníku	Vstup do výparníku
$\xi$ [-]	0,1	1,0	1,0	0,8

$$\Delta p_{z,m} = (2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 1,0 + 2 \cdot 1,0) \cdot \frac{8,35^2}{2} \cdot 0,605 = 101,24 \text{ Pa} \quad (3.50)$$

U délkových ztrát se bude počítat s délkou potrubí 0,65 m a součinitelem tření  $\lambda=0,045$ .

$$\Delta p_{z,l} = 0,045 \cdot \frac{0,65}{0,0529} \cdot \frac{8,35^2}{2} \cdot 0,605 = 11,66 \text{ Pa} \quad (3.51)$$

Součtem místních a délkových ztrát se vypočítá celková tlaková ztráta převáděcího potrubí.

$$\Delta p_{z,c} = \Delta p_{z,m} + \Delta p_{z,l} = 101,24 + 11,66 = 112,90 \text{ Pa} \quad (3.52)$$

Pracovní tlak ve výparníku je 1,029 bar, tlaková ztráta převáděcího potrubí je 112,90 Pa tzn. že tlak na vstupu do přehříváku je 1,027 bar.

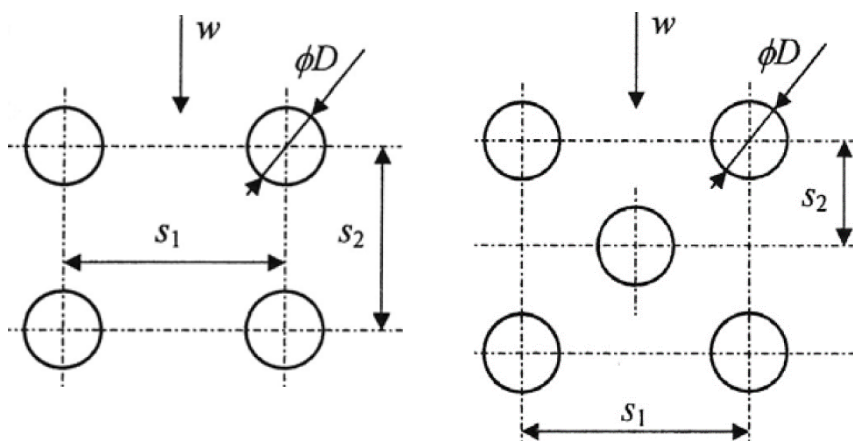
## 4. Návrh přehříváku

V přehřívákové části se bude přehřívát pára z teploty  $T_{\text{sat}}=100,41\text{ }^{\circ}\text{C}$  na maximální teplotu  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Přehřev páry bude proveden za pomoci elektrických topných elementů. Zde si je potřeba uvědomit, že příkon do topných elementů musí být právě takový, aby byl v rovnováze se schopností páry odebírat teplo. Když nebude v rovnováze a elektrický příkon bude vyšší, než je schopnost páry odvádět teplo, dojde k přehřátí topného elementu a k jeho spálení. Proto bude kanál rozdělen do několika sekcí. V každé sekci bude vypočítán výkon a určena výstupní teplota páry opouštějící danou sekci. Předtím než budou provedeny jakékoliv tepelné výpočty, je třeba navrhnout rozměry topného elementu a kanálu, ve kterém se bude pára přehřívát.

### 4.1 Návrh kanálu

Kanál přehřívákové části bude obdélníkového průřezu. Topný element bude za pomoci závitu, který bude nalisován na elementu, přichycen na boční straně kanálu. Kanál bude navržen na rychlost páry  $15\text{--}25\text{ m/s}$ .

Nejprve se muselo zvolit uspořádání trubek, jestli, budou za sebou nebo šachovnicově viz obr. 4.1. U uspořádání za sebou je přestup tepla menší a tlakové ztráty jsou také menší. U šachovnicovitého uspořádání je přestup tepla vyšší a tlakové ztráty jsou také vyšší.



a) Uspořádání za sebou

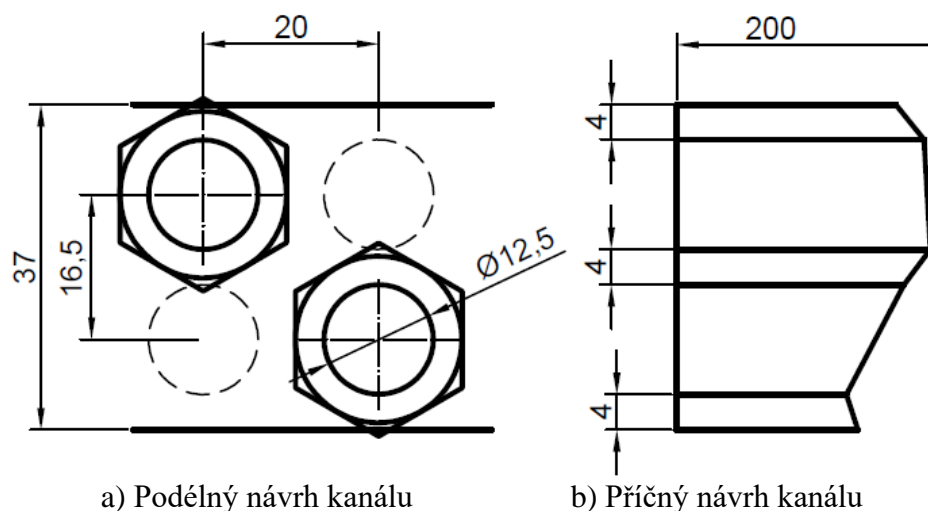
b) Šachovnicovité uspořádání

Obrázek 4.1: Geometrie svazku trubek [5]

Kde:

$S_1$	Příčný rozměr	[mm]
$S_2$	Podélný rozměr	[mm]
$w$	Rychlost páry	[m/s]
$D$	Průměr topného elementu	[mm]

Za účelem zvýšení plochy, na které dochází k přestupu tepla a ke zmenšení celkové délky přehříváku, bylo zvoleno uspořádání za sebou. Na následujícím obrázku (obr. 4.2) je návrh vnitřní části kanálu.



a) Podélný návrh kanálu

b) Příčný návrh kanálu

Obrázek 4.2: Návrh kanálu a upořádání topných elementů

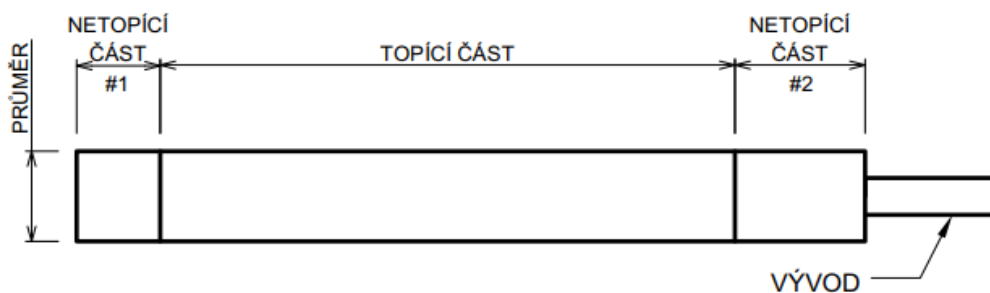
**Tab. 4.1:** Navržené vnitřní rozměry kanálu

Veličina	Hodnota	Jednotka
Výška kanálu	37	mm
Šířka kanálu	200	mm

Průměr topného elementu je zvolen na **12,5 mm**, v každé sekci bude 10 topných elementů.

## 4.2 Popis topného elementu

Topný element je kruhovitého průřezu. Celková délka elementu se skládá z topné části a 2 netopných částí, které jsou vždy na začátku a na konci. Na obr. 4.3 jsou tyto části zakresleny:



Obrázek 4.3: Základní části topného elementu

Standartní rozměry netopících částí jsou závislé na průměru elementu. Pro průměr 12,5 mm je délka netopících částí na konci patроны 5 mm a 15 mm u vývodu z patроны. [18]

**Tab. 4.2:** Výpočtové rozměry 1 topného elementu

Veličina	Hodnota	Jednotka
Průměr	12,5	mm
Netopící část #1	5	mm
Topící část	193	mm
Netopící část #2	15	mm
Celková délka	213	mm

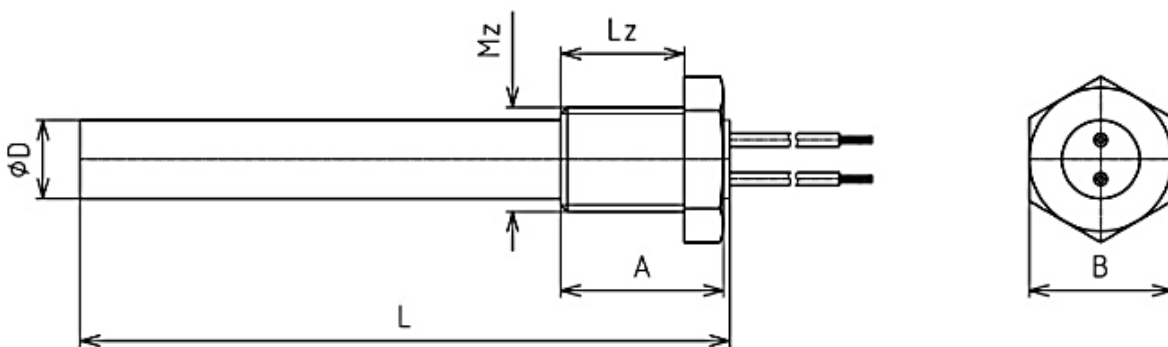
Při výpočtu tepelného výkonu v jednotlivých sekcích se bude počítat s plochou topné části elementu.

$$S = \pi \cdot l_t \cdot n \cdot d = \pi \cdot 0,193 \cdot 10 \cdot 0,0125 = 0,076 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Kde:

$l_t$	Délka topné části elementu	[m]
$n$	Počet elementů v jedné sekci	[-]
$d$	Průměr elementu	[m]

Každý topný element bude za pomoci závitové příruby přichycen na boční straně kanálu. Závitová příruba je nalisována na netopící části #2 (obr. 4.3). Danému průměru topného elementu odpovídají tyto rozměry závitové příruby:



Obrázek 4.4: Patrona se závitovou přírubou [18]

Tab. 4.3: Konstrukční rozměry 1 topného elementu

Veličina	Hodnota	Jednotka
D	12,5	mm
L	213	mm
Mz	M16 x 1,5	mm
Lz	6,5	mm
A	12	mm
B	19	mm

Když jsou známy jak konstrukční rozměry kanálu, tak rozměry topného elementu můžou se dopočítat potřebné parametry.

#### 4.2.1 Světly průřez proudu:

Světly průřez proudu se určí jako rozdíl průřezu tahu a plochy trubek. Plocha trubek se bere v řezu procházející osou trubek. Rozměry topného elementu viz. tabulka 4.3. Světly průřez proudu je nutný k výpočtu rychlosti v kanálu. [5]

$$f = a \cdot b - n_1 \cdot l \cdot d = 0,2 \cdot 0,037 - 2 \cdot 0,198 \cdot 0,0125 = 0,00245 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

Kde:

$a$	Délka kanálu	[m]
$b$	Výška kanálu	[m]
$l$	Délka topného elementu v kanále	[m]



$n_1$	Počet tyčí v příčném směru	[-]
$d$	Průměr topného elementu	[m]

#### 4.2.2 Opravný součinitel na uspořádání svazku:

Vypočítá se z geometrie topných elementů. Kdy  $S_1$  je příčný rozměr mezi dvěma topnými elementy a rozměr  $S_2$  je podélný rozměr. [5]

$$\zeta_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{16,5}{10} = 1,65 \quad (4.3)$$

$$\zeta_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{20}{10} = 2,0 \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} C_s &= \left[ 1 + (2 \cdot \zeta_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\zeta_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \\ &= \left[ 1 + (2 \cdot 1,65 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1 \end{aligned} \quad (4.5)$$

#### 4.2.3 Opravný součinitel na počet podélných řad ve svazku:

Velikost součinitele závisí na počtu těles umístěných v podélném směru v jedné sekci. [5]

$$\begin{aligned} C_z &= 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (5 - 2) \\ &= 0,9475 \end{aligned} \quad (4.6)$$

$z_2$	Počet topných elementů v podélném směru 1 sekce
-------	---

### 4.3 Pevnostní výpočet

Přehřívák bude vyroben z nerezové oceli s označením 1.4845. Jedná se o austenitickou ocel, která se používá v případě vysoké teploty pracovního média. Pevnostní výpočet je proveden podle normy ČSN 69 0010. Návrh je proveden pro maximální parametry, které v zařízení mohou nastat, tj. teplota 700 °C a tlak 1,5 bar. [19]

**Tab. 4.4:** Smluvní mez kluzu pro ocel 1.4845 [20]

Teplota [°C]	100	500	800	1000
$R_{p0,2}$ [MPa]	265	175	110	0

Pomocí interpolace se určí přesná hodnota  $R_{p0,2}$  pro teplotu 700 °C.

$$\begin{aligned} R_{p0,2} &= R_{p0,2,500} - (t_{max} - 500) \cdot \frac{R_{p0,2,500} - R_{p0,2,800}}{t_{800} - t_{500}} \\ &= 175 - (700 - 500) \cdot \frac{175 - 110}{800 - 500} \\ &= 131,67 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Další je potřeba určit mez pevnosti, opět za pomoci interpolačního výpočtu.

**Tab. 4.5: Mez pevnosti pro ocel 1.4845 [20]**

Teplota [°C]	100	500	800	1000
R <sub>m</sub> [MPa]	600	475	215	85

$$\begin{aligned}
 R_m &= R_{m,500} - (t_{max} - 500) \cdot \frac{R_{m,500} - R_{m,800}}{t_{800} - t_{500}} \\
 &= 475 - (700 - 500) \cdot \frac{475 - 215}{800 - 500} \\
 &= 301,67 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Dovolené namáhání:

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} = \left\{ \frac{131,67}{1,5}; \frac{301,67}{2,4} \right\} = 87,78 \text{ MPa} \tag{4.9}$$

$$K_o = \sqrt{\frac{L_R}{L_R - d}} = \sqrt{\frac{700}{700 - 52,9}} = 1,04 \tag{4.10}$$

$$K_T = \sqrt{\frac{3}{1 + \frac{B_R}{L_R} + \left(\frac{B_R}{L_R}\right)^2}} = \sqrt{\frac{3}{1 + \frac{200}{700} + \left(\frac{200}{700}\right)^2}} = 1,48 \tag{4.11}$$

$$K_1 = \sqrt{0,1667 \cdot K_T^2} = \sqrt{0,1667 \cdot 1,48^2} = 0,60 \tag{4.12}$$

$$\begin{aligned}
 e_{ct} &= K \cdot K_o \cdot K_1 \cdot B_R \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f \cdot v}} \\
 &= 0,41 \cdot 1,04 \cdot 0,60 \cdot 200 \cdot \sqrt{\frac{0,05}{87,78 \cdot 0,85}} = 1,32 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{4.13}$$

Kde:

K	Součinitel podle normy ČSN 690010-4.9	[-]
K <sub>0</sub>	Součinitel zeslabení otvoru	[-]
K <sub>T</sub>	Součinitel tvaru desky	[-]
K <sub>1</sub>	Součinitel závislý na tvaru desky	[-]
B <sub>R</sub>	Příčný rozměr podstavy přehříváku	[mm]
L <sub>R</sub>	Délkový rozměr podstavy přehříváku	[mm]

Další je přídavek na minusovou toleranci, tato hodnota je 0,5 mm.

$$e_v = e_{ct} + c = 1,32 + 0,5 = 1,82 \text{ mm} \tag{4.14}$$

Minimální tloušťka, byla vypočítána na 1,82 mm. Na základě výpočtu výparníku, byla tloušťka přehřívákové stěny zvolena na **5 mm**.

Topný element má délku závitu 6,5 mm, proto stěna, ve které bude našroubován, musí mít tloušťku alespoň 7 mm. Proto dvě stěny přehříváku, ve kterých jsou topné patrony našroubovány budou mít tloušťku 10 mm.

#### 4.4 Tepelný a hydraulický výpočet přehříváku

Při tepelném výpočtu se bude vycházet ze základních termodynamických rovnic, které jsou určeny pro proudění páry v trubkových svazcích. U hydraulického výpočtu je potřeba ověřit, jestli kanál a geometrie, byla navržena tak, že tlaková ztráta nebude vyšší jak 0,5 bar. To by znamenalo, že pracovní tlak ve výparníku by byl větší než 1,5 bar a už by se jednalo o tlakové zařízení. Jelikož v zadání diplomové práce nebylo nijak specifikováno zařízení, do kterého se pára odvádí, tak se bude uvažovat atmosférický tlak na konci přehříváku.

##### 4.4.1 Tepelný a hydraulický výpočet 1. sekce:

###### Tepelný výpočet:

Teplota páry vstupující do první sekce je 100,41 °C. Jelikož je neznámá teplota, na kterou se pára ohřeje, bude tato teplota zvolena a následně pomocí iteračního postupu vypočítána. Tlak na vstupu do přehříváku byl určen z pracovního tlaku ve výparníku a tlakových ztrát převáděcího potrubí. Tento tlak byl stanoven na 1,027 bar. Další potřebná teplota je teplota stěny topného elementu. Teplota stěny topného elementu je určena výrobcem, je to maximální pracovní teplota povrchu.

*Tab. 4.6: Vstupní parametry v první sekci*

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{1-1}$	100,41	°C
$t_{1-2}$	350	°C
$t_w$	750	°C
$p$	1,027	bar

Na základě dat v tabulce 4.6, se vypočítá charakteristická teplota. Vezme se střední teplota páry na vstupu/výstupu a teplota stěny. A z těchto dvou teplot se udělá průměr.

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{1-1} + t_w}{2} + \frac{t_{1-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{100,41 + 750}{2} + \frac{350 + 750}{2}}{2} \quad (4.15)$$
$$= 487,60^\circ\text{C}$$

Byla vypočtena charakteristická teplota  $t_{ch}=487,60$  °C, které odpovídají následující fyzikální vlastnosti:

*Tab. 4.7: Fyzikální vlastnosti páry 1. sekce*

Parametr	Hodnota	Jednotka
$v$	3,42	m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	0,29	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	$2,81 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
$Pr$	0,92	-
$\lambda$	0,065	W/(m·K)

Následující rovnicí se vypočítá kinematická viskozita. Vypočítá se z podílu dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2,81 \cdot 10^{-5}}{0,29} = 9,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.16)$$

Další potřebná veličina je rychlost páry v kanále. Rychlost páry se určí z upravené rovnice kontinuity.

$$w = \frac{\dot{m} \cdot v}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 3,42}{0,00245} = 15,49 \text{ m/s} \quad (4.17)$$

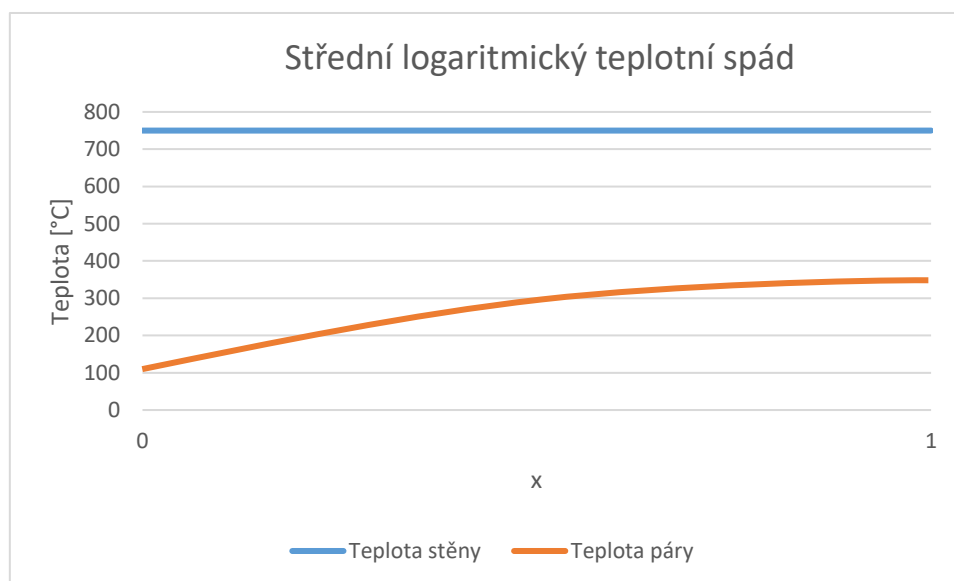
Kde:

$f$  Příčný průřez kanálu pro páru  $[\text{m}^2]$

Ted' když jsou známy všechny potřebné veličiny, může se vypočítat součinitel přestupu tepla. Pro výpočet součinitele přestupu byl použit vzorec pro proudění páry ve svazku s uspořádáním trubek za sebou. [5]

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 1 \cdot \frac{0,065}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 15,49}{9,59 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \\ &\quad \cdot 0,92^{0,33} = 134,95 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Než bude možné vypočítat výkon, je potřeba zjistit střední logaritmický teplotní spád. Byl sestrojen graf logaritmického spadu, kdy teplota povrchu elementu zůstane konstantní a bude se měnit pouze teplota ohřívání páry.



Obrázek 4.5: Střední logaritmický teplotní spád 1. sekce

Z grafu je možné určit rozdíly teplot.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{1-1} = 750 - 100,41 = 649,59 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.19)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{1-2} = 750 - 350 = 400 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.20)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{649,59 - 400}{\ln\left(\frac{649,59}{400}\right)} = 514,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.21)$$

Nyní je možné určit tepelný výkon patron.

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 134,95 \cdot 0,076 \cdot 514,75 = 5264,95 \text{ W} \quad (4.22)$$

Protože na začátku byla teplota na konci sekce odhadnuta, tak je potřeba za pomoci tepelné bilance určit skutečnou teplotu páry na výstupu ze sekce.

$$Q = Q_k \quad (4.23)$$

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{1-2} - h_{1-1}) = Q_k \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} h_{1-2} &= h_{1-1} + \frac{Q_k}{\dot{m} \cdot 1000} = 2676,25 + \frac{5264,95}{\frac{40}{3600} \cdot 1000} \\ &= 3154,41 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Z rovnice tepelné bilance se určila entalpie páry na výstupu. Z entalpie je možné určit odpovídající teplotu páry.

$$h_{1-2} = 3154,41 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{1-2} = 339,51 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.26)$$

Pro tuto teplotu byla stanovena nová charakteristická teplota, stanoveny nové fyzikální vlastnosti a celý výpočet se provedl znovu tzv. iterační výpočet. Iterační výpočet byl proveden v programu Excel. Výpočet se zastavil, když rozdíl nové a předešlé teploty byl menší než 0,1.

**Tab. 4.8:** Vlastnosti páry po iteračním výpočtu

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{ch}$	485,12	$^\circ\text{C}$
$\Delta t_{ln}$	520,59	$^\circ\text{C}$
$w$	15,44	m/s
$\alpha$	134,65	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$Q_k$	5312,91	W
$h_{1-2}$	3154,41	kJ/kg
$t_{1-2}$	339,51	$^\circ\text{C}$

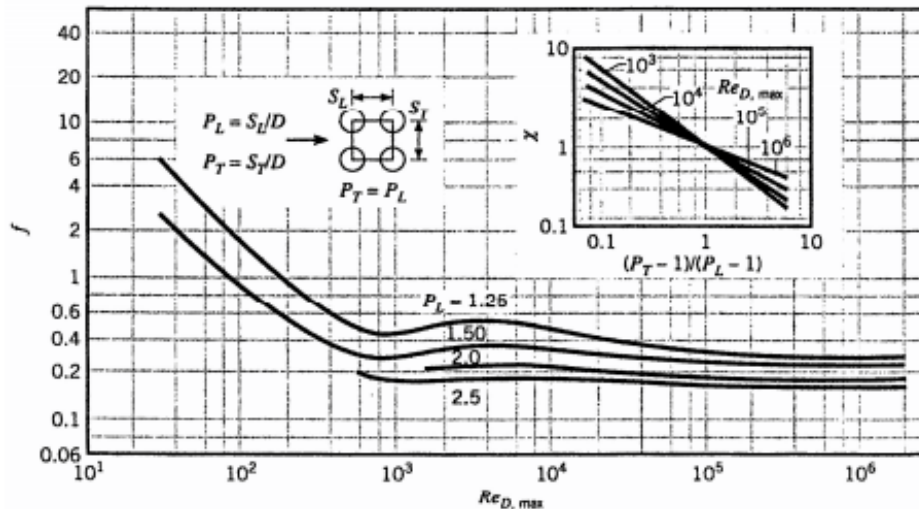
První sekce je schopna při maximálním výkonu páru ohřát na teplotu 339,51  $^\circ\text{C}$ .

#### Tlaková ztráta:

Tlaková ztráta se určí z geometrie, rychlosti a vlastností páry.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 15,44}{8,98 \cdot 10^{-5}} = 2027,83 \quad (4.27)$$

K výpočtu tlakové ztráty je potřeba určit součinitele tření ( $f$ ) a korekční faktor ( $\chi$ ), tyto součinitele se určí z následujícího grafu:



Obrázek 4.6: Závislost součinitele tření ( $f$ ) na korekčním faktoru ( $\chi$ ) [21]

Tlaková ztráta trubkového svazku: [21]

$$\Delta p = z_2 \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 5 \cdot 3,2 \cdot 0,38 \cdot \left( \frac{0,29 \cdot 15,44^2}{2} \right) = 212,92 \text{ Pa} \quad (4.28)$$

Kde:

$z_2$	Počet řad topných elementů v podélném směru	[-]
$\chi$	Korekční faktor	[-]
$f$	Součinitel tření	[-]

Tlaková ztráta 1. sekce je 212,92 Pa, tzn. že pára vstupuje do 2. sekce o tlaku 1,025 bar.

#### 4.4.2 Tepelný a hydraulický výpočet 2. sekce:

Tepelný výpočet:

Vstupní parametry pro tepelný výpočet v druhé sekci.

Tab. 4.9: Vstupní parametry v druhé sekci

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{2-1}$	339,51	°C
$t_{2-2}$	500	°C
$t_w$	750	°C
$p$	1,025	bar

Charakteristická teplota 2. sekce se vypočítá stejně jako v předchozím případě:

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{2-1} + t_w}{2} + \frac{t_{2-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{339,51 + 750}{2} + \frac{50 + 750}{2}}{2} = 487,60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.29)$$

Zjistí se fyzikální vlastnosti páry.

**Tab. 4.10: Fyzikální vlastnosti páry 2. sekce**

Parametr	Hodnota	Jednotka
<b>v</b>	3,41	m <sup>3</sup> /kg
<b>ρ</b>	0,29	kg/m <sup>3</sup>
<b>μ</b>	2,81 · 10 <sup>-5</sup>	Pa · s
<b>Pr</b>	0,92	-
<b>λ</b>	0,065	W/(m · K)

Vypočítá se kinematická viskozita, která je podílem dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2,81 \cdot 10^{-5}}{0,29} = 9,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.30)$$

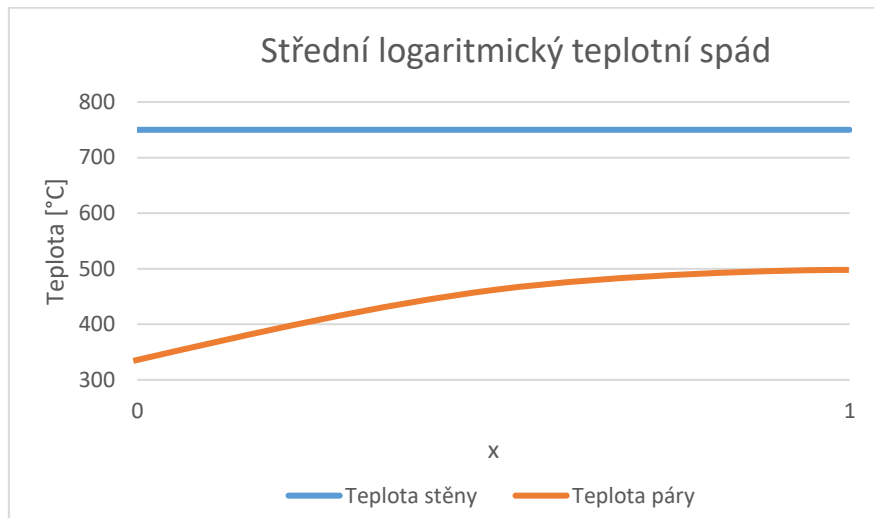
Rychlost páry v kanále přehříváku:

$$w = \frac{\dot{m} \cdot v}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 3,41}{0,00245} = 21,79 \text{ m/s} \quad (4.31)$$

Součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 1 \cdot \frac{0,065}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 21,79}{9,59 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \\ &\quad \cdot 0,92^{0,33} = 146,61 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Vypočítá se střední logaritmický teplotní spád.



Obrázek 4.7: Střední logaritmický teplotní spád 2. sekce

Jednotlivé teplotní rozdíly na vstupu a výstupu v 2. sekci.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{2-1} = 750 - 339,51 = 410,49 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.33)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{2-2} = 750 - 500 = 250 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.34)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{410,49 - 250}{\ln\left(\frac{410,49}{250}\right)} = 323,64 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.35)$$

Vypočítá se výkon 2. sekce.

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 146,61 \cdot 0,076 \cdot 323,64 = 3591,14 \text{ W} \quad (4.36)$$

Za pomoci tepelné bilance se určí nová teplota  $t_{2-2}$ , která byla na začátku výpočtu zvolena.

$$Q = Q_k \quad (4.37)$$

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{2-2} - h_{2-1}) = Q_k \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} h_{2-2} &= h_{2-1} + \frac{Q_k}{\dot{m} \cdot 1000} = 3154,41 + \frac{3591,14}{\frac{40}{3600} \cdot 1000} \\ &= 3687,89 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Entalpie  $h_{2-2}$  odpovídá teplotě:

$$h_{2-2} = 3687,89 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{2-2} = 495,01 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.40)$$

Opět se provede celý výpočet znovu pro novou teplotu  $t_{2-2}$ . Celý výpočet se bude opakovat, dokud rozdíl nové a předchozí teploty nebude menší jak  $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Po iteračním výpočtu byly vypočítány následující hodnoty:



**Tab. 4.11:** Vlastnosti páry po iteračním výpočtu

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{ch}$	583,86	°C
$\Delta t_{ln}$	326,04	°C
$w$	17,50	m/s
$\alpha$	146,49	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$Q_k$	3619,91	W
$h_{2-2}$	3480,20	kJ/kg
$t_{2-2}$	496,01	°C

**Tlaková ztráta 2. sekce:**

Tlaková ztráta se určí z Reynoldsova čísla a geometrie trubkového svazku.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 17,50}{1,23 \cdot 10^{-4}} = 1773,70 \quad (4.41)$$

Korekční faktor a součinitel tření, byly určeny z obrázku 4.6.

$$\Delta p = z_2 \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 5 \cdot 2,7 \cdot 0,38 \cdot \left( \frac{0,24 \cdot 17,50^2}{2} \right) = 211,07 \text{ Pa} \quad (4.42)$$

Tlaková ztráta 2. sekce je 211,07 Pa, tzn. že tlak na vstupu do 3. sekce je 1,023 bar.

**4.4.3 Tepelný a hydraulický výpočet 3. sekce:****Tepelný výpočet:**

Vstupní parametry pro tepelný výpočet v třetí sekci.

**Tab. 4.12:** Vstupní parametry v třetí sekci

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{3-1}$	496,01	°C
$t_{3-2}$	600	°C
$t_w$	750	°C
$p$	1,023	bar

Charakteristická teplota 3. sekce:

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{3-1} + t_w}{2} + \frac{t_{3-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{496,01 + 750}{2} + \frac{600 + 750}{2}}{2} = 649,00 \text{ °C} \quad (4.43)$$

Fyzikální vlastnosti páry závisující na charakteristické teplotě.

**Tab. 4.13:** Fyzikální vlastnosti páry 3. sekce

Parametr	Hodnota	Jednotka
$\nu$	4,16	$\text{m}^3/\text{kg}$
$\rho$	0,24	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	$3,46 \cdot 10^{-5}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Pr	0,90	-
$\lambda$	0,086	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Vypočítá se kinematická viskozita, která je podílem dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{3,46 \cdot 10^{-5}}{0,24} = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.44)$$

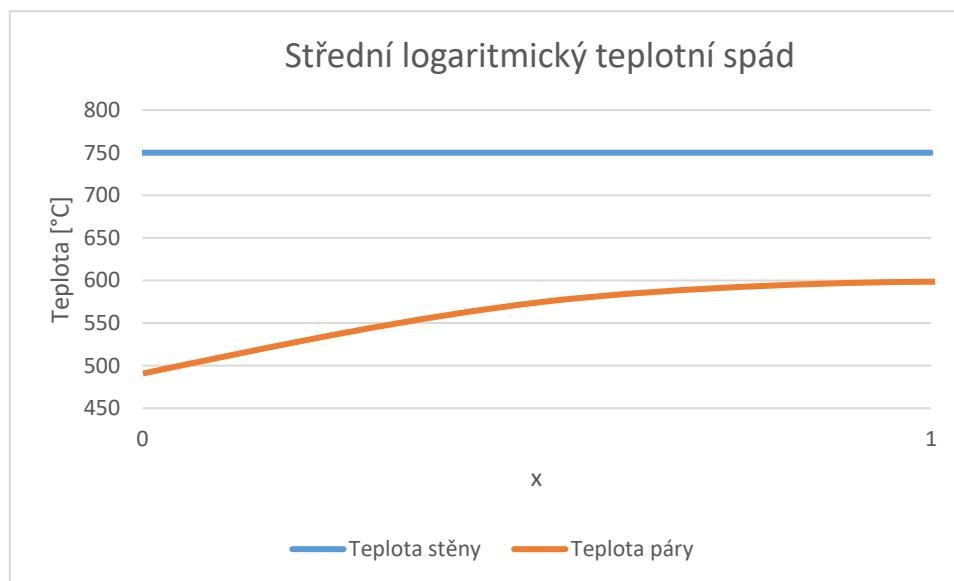
Rychlost páry v kanále.

$$w = \frac{\dot{m} \cdot \nu}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 4,16 = 18,87 \text{ m/s} \quad (4.45)$$

Určí se součinitel přestupu tepla.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 1 \cdot \frac{0,086}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 18,87}{1,4 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \\ &\quad \cdot 0,90^{0,33} = 154,20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.46)$$

Vypočítá se střední logaritmický teplotní spád.



Obrázek 4.8: Střední logaritmický teplotní spád 3. sekce

Jednotlivé teplotní rozdíly na vstupu a výstupu v 3. sekci.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{3-1} = 750 - 496,01 = 253,99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.47)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{3-2} = 750 - 600 = 150 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.48)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{253,99 - 150}{\ln\left(\frac{253,99}{150}\right)} = 197,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.49)$$

Výkon v 3. sekci:

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 154,20 \cdot 0,076 \cdot 197,45 = 2307,64 \text{ W} \quad (4.50)$$

Za pomoci tepelné bilance se určí nová teplota  $t_{3-2}$ , která byla na začátku výpočtu zvolena.

$$Q = Q_k \quad (4.51)$$

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{3-2} - h_{3-1}) = Q_k \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} h_{3-2} &= h_{3-1} + \frac{Q_k}{\dot{m} \cdot 1000} = 3480,20 + \frac{2307,64}{\frac{40}{3600} \cdot 1000} \\ &= 3687,89 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Entalpie  $h_{3-2}$  odpovídá teplotě:

$$h_{3-2} = 3687,89 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{3-2} = 591,97 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.54)$$

Provede se iterační výpočet a zapíšou se výsledné parametry sekce.

**Tab. 4.14:** Vlastnosti páry po iteračním výpočtu

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{ch}$	647,39	$^\circ\text{C}$
$\Delta t_{ln}$	201,30	$^\circ\text{C}$
$w$	18,83	m/s
$\alpha$	154,01	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$Q_k$	2349,73	W
$h_{3-2}$	3691,68	kJ/kg
$t_{3-2}$	593,69	$^\circ\text{C}$

Ve 3. sekci se pára přehřeje na teplotu  $593,69 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

#### Tlaková ztráta:

Tlaková ztráta se určí z Reynoldsova čísla a geometrie svazku.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 18,83}{1,4 \cdot 10^{-4}} = 1643,35 \quad (4.55)$$

Korekční faktor a součinitel tření, byly určeny z obrázku 4.6.

$$\Delta p = n \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 5 \cdot 2,7 \cdot 0,38 \cdot \left( \frac{0,24 \cdot 18,83^2}{2} \right) = 219,10 \text{ Pa} \quad (4.56)$$

Tlaková ztráta 3. sekce je 219,10 Pa, tzn. že tlak na vstupu do 4. sekce je 1,020 bar.

#### 4.4.4 Tepelný a hydraulický výpočet 4. sekce:

**Tepelný výpočet:**

Vstupní parametry pro tepelný výpočet ve čtvrté sekci:

**Tab. 4.15:** Vstupní parametry v čtvrté sekci

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{4-1}$	593,69	°C
$t_{4-2}$	650	°C
$t_w$	750	°C
p	1,020	bar

Charakteristická teplota 4. sekce:

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{4-1} + t_w}{2} + \frac{t_{4-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{593,69 + 750}{2} + \frac{650 + 750}{2}}{2} = 685,92 \text{ °C} \quad (4.57)$$

Fyzikální vlastnosti páry, závisující na charakteristické teplotě:

**Tab. 4.16:** Fyzikální vlastnosti páry 4. sekce

Parametr	Hodnota	Jednotka
$v$	4,33	m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	0,23	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	$3,60 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Pr	0,90	-
$\lambda$	0,090	W/(m·K)

Vypočítá se kinematická viskozita:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{3,60 \cdot 10^{-5}}{0,23} = 1,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.58)$$

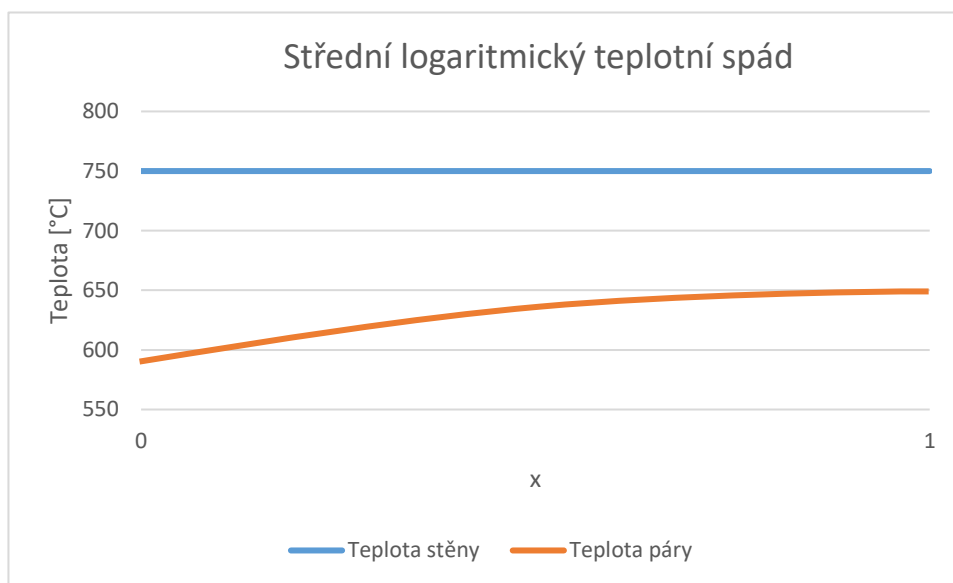
Rychlost páry v kanále.

$$w = \frac{\dot{m} \cdot v}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 4,33}{0,00245} = 19,67 \text{ m/s} \quad (4.59)$$

Určí se součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou.

$$\begin{aligned}\alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 1 \cdot \frac{0,083}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 19,67}{1,56 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,90^{0,33} = 158,54 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}\end{aligned}\quad (4.60)$$

Vypočítá se střední logaritmický teplotní spád.



Obrázek 4.9: Střední logaritmický teplotní spád 4. sekce

Jednotlivé teplotní rozdíly na vstupu a výstupu v 4. sekci.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{4-1} = 750 - 593,69 = 156,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.61)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{4-2} = 750 - 650 = 100 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.62)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{156,31 - 100}{\ln \left( \frac{156,31}{100} \right)} = 126,07 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.63)$$

Vypočítá se výkon v 4. sekci:

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 158,24 \cdot 0,076 \cdot 126,07 = 1514,74 \text{ W} \quad (4.64)$$

Za pomoci tepelné bilance se určí nová teplota  $t_{4-2}$ , která byla na začátku zvolena.

$$Q = Q_k \quad (4.65)$$

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{4-2} - h_{4-1}) = Q_k \quad (4.66)$$

$$h_{4-2} = h_{4-1} + \frac{Q_k}{\dot{m} \cdot 1000} = 3691,68 + \frac{1514,74}{\frac{40}{3600} \cdot 1000} = 3828,00 \text{ kJ/kg} \quad (4.67)$$

Entalpii  $h_{4-2}$  odpovídá teplota.

$$h_{4-2} = 3828,00 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{4-2} = 655,10^\circ\text{C} \quad (4.68)$$

Provede se iterační výpočet a zapíšou se výsledné hodnoty sekce.

**Tab. 4.17: Vlastnosti páry po iteračním výpočtu**

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{ch}$	686,95	$^\circ\text{C}$
$\Delta t_{ln}$	123,66	$^\circ\text{C}$
$w$	19,69	m/s
$\alpha$	158,65	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$Q_k$	1486,97	W
$h_{4-2}$	3825,50	kJ/kg
$t_{4-2}$	653,98	$^\circ\text{C}$

#### Tlaková ztráta:

Tlaková ztráta se určí z Reynoldsova čísla a geometrie svazku.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 19,69}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 1572,24 \quad (4.69)$$

Korekční faktor a součinitel tření, byly určeny z obrázku 4.6.

$$\Delta p = z_2 \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 5 \cdot 2,6 \cdot 0,37 \cdot \left( \frac{0,23 \cdot 19,69^2}{2} \right) = 214,73 \text{ Pa} \quad (4.70)$$

Tlaková ztráta 4. sekce je 214,73 Pa, tzn. že tlak na vstupu do 5. sekce je 1,018 bar.

#### 4.4.5 Tepelný a hydraulický výpočet 5. sekce:

##### Tepelný výpočet:

Vstupní parametry pro tepelný výpočet v páté sekci:

**Tab. 4.18: Vstupní parametry v páté sekci**

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{5-1}$	653,98	$^\circ\text{C}$
$t_{5-2}$	690	$^\circ\text{C}$
$t_w$	750	$^\circ\text{C}$
$p$	1,018	bar

Charakteristická teplota 5. sekce:

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{5-1} + t_w}{2} + \frac{t_{5-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{653,98 + 750}{2} + \frac{690 + 750}{2}}{2} = 711 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.71)$$

Fyzikální vlastnosti páry závislé na charakteristické teplotě:

**Tab. 4.19:** Fyzikální vlastnosti páry 5. sekce

Parametr	Hodnota	Jednotka
$v$	4,46	$\text{m}^3/\text{kg}$
$\rho$	0,22	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	$3,70 \cdot 10^{-5}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Pr	0,90	-
$\lambda$	0,094	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Vypočítá se kinematická viskozita:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{3,70 \cdot 10^{-5}}{0,22} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ } \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.72)$$

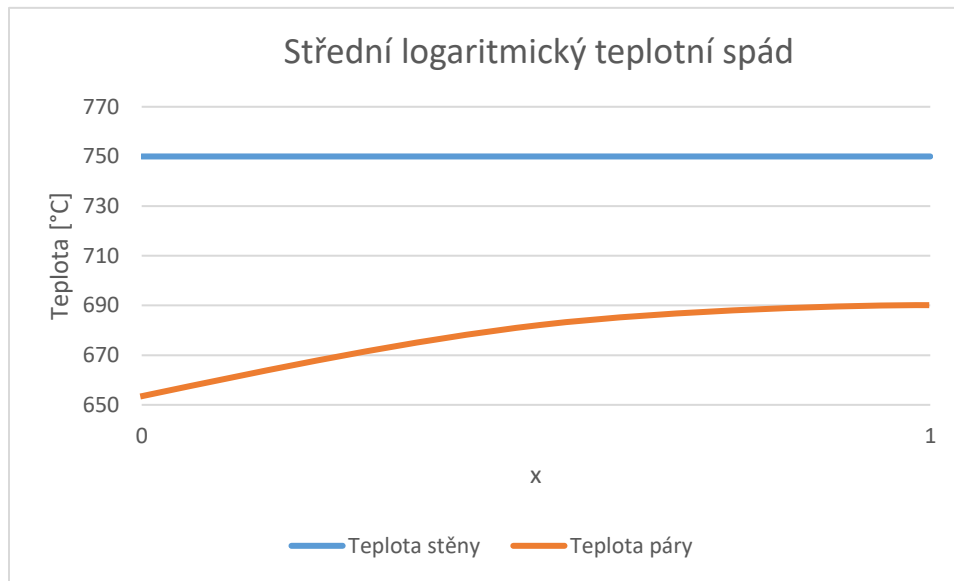
Rychlost páry v kanále.

$$w = \frac{\dot{m} \cdot v}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 4,46}{0,00245} = 20,23 \text{ } \text{m}/\text{s} \quad (4.73)$$

Určí se součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 1 \cdot \frac{0,094}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 20,23}{1,6 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \\ &\quad \cdot 0,90^{0,33} = 161,46 \text{ } \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.74)$$

Vypočítá se střední logaritmický teplotní spád.



Obrázek 4.10: Střední logaritmický teplotní spád 5. sekce

Jednotlivé teplotní rozdíly na vstupu a výstupu v 5. sekci.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{5-1} = 750 - 653,98 = 96,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.75)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{5-2} = 750 - 690 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.76)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{96,02 - 60}{\ln\left(\frac{96,02}{60}\right)} = 76,60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.77)$$

Vypočítá se výkon v 5. sekci.

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 161,46 \cdot 0,076 \cdot 76,60 = 937,39 \text{ W} \quad (4.78)$$

Za pomoci tepelné bilance se určí nová teplota  $t_{5-2}$ , která byla na začátku zvolena.

$$Q = Q_k \quad (4.79)$$

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{5-2} - h_{5-1}) = Q_k \quad (4.80)$$

$$\begin{aligned} h_{5-2} &= h_{5-1} + \frac{Q_k}{\dot{m} \cdot 1000} = 3825,50 + \frac{937,39}{\frac{40}{3600} \cdot 1000} \\ &= 3909,87 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.81)$$

Entalpii  $h_{5-2}$  odpovídá teplota.

$$h_{5-2} = 3909,87 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{5-2} = 691,41 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.82)$$

Provede se iterační výpočet a zapíšou se výsledné hodnoty sekce.



**Tab. 4.20: Vlastnosti páry po iteračním výpočtu**

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{ch}$	711,28	°C
$\Delta t_{ln}$	75,94	°C
$w$	20,23	m/s
$\alpha$	161,49	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$Q_k$	929,42	W
$h_{5-2}$	3909,15	kJ/kg
$t_{5-2}$	691,10	°C

#### Tlaková ztráta:

Tlaková ztráta se určí z Reynoldsova čísla a geometrie svazku.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 20,23}{1,65 \cdot 10^{-4}} = 1531,78 \quad (4.83)$$

Korekční faktor a součinitel tření, byly určeny z obrázku 4.6.

$$\Delta p = z_2 \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 5 \cdot 2,2 \cdot 0,36 \cdot \left( \frac{0,22 \cdot 20,23^2}{2} \right) = 206,42 \text{ Pa} \quad (4.84)$$

Tlaková ztráta 5. sekce je 206,42 Pa, tzn. že tlak na vstupu do 6. sekce je 1,016 bar.

#### 4.4.6 Tepelný a hydraulický výpočet 6. sekce:

Šestá sekce je poslední sekcí přehříváku. V každé sekci je vždy 10 topných elementů, ale jelikož v poslední sekci by tyto elementy měly výkon v jednotkách wattů, tak se sníží počet na 4 kusy.

#### Tepelný výpočet:

Vstupní parametry pro tepelný výpočet v šesté sekci

**Tab. 4.21: Vstupní parametry v šesté sekci**

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{6-1}$	691,10	°C
$t_{6-2}$	700	°C
$t_w$	750	°C
$p$	1,016	bar

Charakteristická teplota 6. sekce:

$$t_{ch} = \frac{\frac{t_{6-1} + t_w}{2} + \frac{t_{6-2} + t_w}{2}}{2} = \frac{\frac{691,10 + 750}{2} + \frac{700 + 750}{2}}{2} = 719,77 \text{ °C} \quad (4.85)$$

Fyzikální vlastnosti páry závislé na charakteristické teplotě.

Tab. 4.22: Fyzikální vlastnosti páry 6. sekce

Parametr	Hodnota	Jednotka
$\nu$	4,5	$\text{m}^3/\text{kg}$
$\rho$	0,22	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	$3,73 \cdot 10^{-5}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Pr	0,90	-
$\lambda$	0,095	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Vypočítá se kinematická viskozita, která je podílem dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{3,73 \cdot 10^{-5}}{0,22} = 1,68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.86)$$

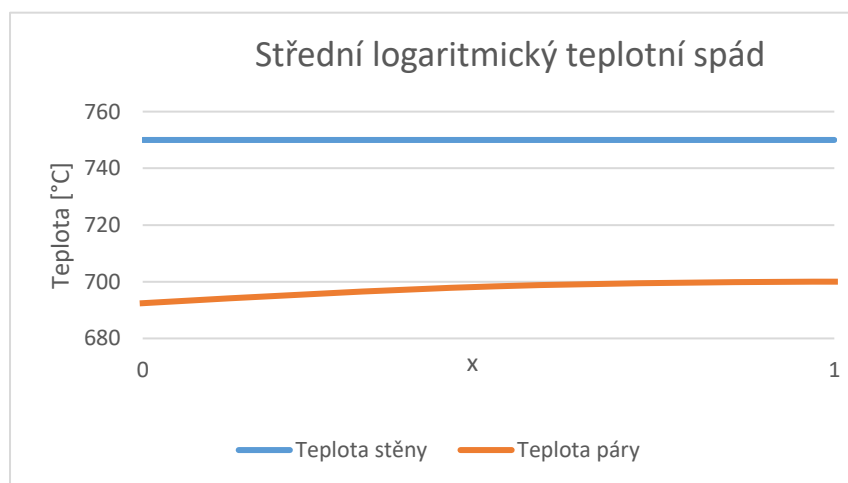
Rychlost páry v kanále.

$$w = \frac{\dot{m} \cdot \nu}{f} = \frac{40}{3600} \cdot 4,50 = 20,42 \text{ m/s} \quad (4.87)$$

Určí se součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,095}{0,0125} \cdot \left( \frac{0,0125 \cdot 20,42}{1,68 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,90^{0,33} \\ &= 162,36 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned} \quad (4.88)$$

Vypočítá se střední logaritmický teplotní spád.



Obrázek 4.11: Střední logaritmický teplotní spád 6. sekce

Jednotlivé teplotní rozdíly na vstupu a výstupu v 6. sekci.

$$\Delta t_1 = t_w - t_{6-1} = 750 - 691,10 = 58,90 \text{ °C} \quad (4.89)$$

$$\Delta t_2 = t_w - t_{6-2} = 750 - 700 = 50 \text{ °C} \quad (4.90)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{58,9 - 50}{\ln \left( \frac{58,9}{50} \right)} = 54,33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.91)$$

Vypočítá se výkon v 6. sekci. Plocha 4 topných elementů je 0,0303 m<sup>2</sup>.

$$Q_k = \alpha \cdot S \cdot \Delta t_{ln} = 162,36 \cdot 0,0303 \cdot 54,33 = 267,28 \text{ W} \quad (4.92)$$

Topné patrony musí v poslední sekci dodat 267,28 W, aby výstupní teplota páry byla 700 °C

#### Tlaková ztráta 6. sekce:

Tlaková ztráta se určí z Reynoldsova čísla a geometrie svazku.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} = \frac{0,0125 \cdot 20,42}{1,68 \cdot 10^{-4}} = 1519,78 \quad (4.93)$$

Korekční faktor a součinitel tření, byly určeny z obrázku 4.6.

$$\Delta p = z_2 \cdot \chi \cdot f \cdot \left( \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right) = 2 \cdot 2,5 \cdot 0,36 \cdot \left( \frac{0,22 \cdot 20,42^2}{2} \right) = 83,37 \text{ Pa} \quad (4.94)$$

Tlaková ztráta 6. sekce je 83,37 Pa, tzn. že tlak na výstupu z přehříváku je 1,015 bar.

#### Tlaková ztráta odvodního potrubí:

Odvodní potrubí má jmenovitý průměr DN 50, součástí potrubí je uzavírací ventil a trojcestný ventil. Vzhledem k malým délkovým rozměrům bude délková ztráta zanedbána. Rychlost páry odvodního potrubí je:

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho_p \cdot S_{př}} = \frac{\frac{40}{3600}}{0,22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0529^2}{4}} = 22,98 \text{ m/s} \quad (4.95)$$

Rychlost v potrubí je 22,98 m/s. Ještě si je potřeba určit místní ztrátové součinitele. Odvodí potrubí se skládá z 1 přírubového spoje, 1 uzavíracího ventilu, 1 kolena 90° a 1 trojcestného ventilu.

**Tab. 4.23:** Místní ztrátový součinitel převáděcího potrubí [16]

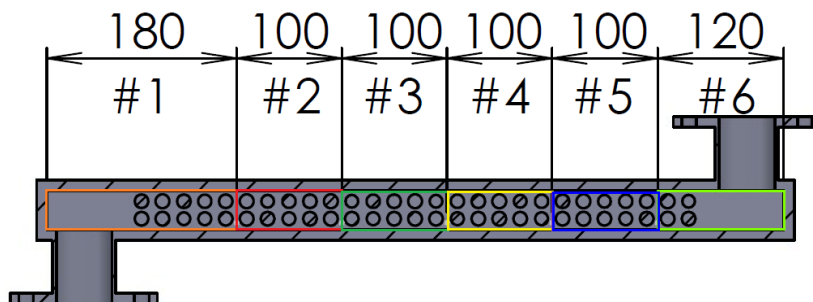
	Přírubový spoj	Koleno 90°	Výstup z přehříváku	3-cestný ventil	Uzavírací ventil
ξ [-]	0,1	1,0	1,0	1,5	1,5

$$\Delta p_{z,m} = (0,1 + 1,0 + 1,0 + 1,5 + 1,5) \cdot \frac{22,98^2}{2} \cdot 0,22 = 256,25 \text{ Pa} \quad (4.96)$$

Pára vystupuje z odvodního potrubí o teplotě 700 °C a tlaku 1,013 bar.

#### 4.5 Tepelné ztráty v přehříváku

Přehřívák je rozdělen na jednotlivé sekce. Součinitel přestupu tepla každé sekce je vypočítán v kapitole 4.4. Při výpočtu vnitřní teploty páry se bude uvažovat střední hodnota před vstupem a výstupem z každé sekce. V sekci 1 a 2 je izolační materiál z kamenné vlny od firmy ISOVER, maximální dovolená teplota je 560 °C, se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda=0,061-0,205 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ . [13] Pro druhou část přehříváku je použita keramická vlna od firmy Sibal se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda=0,15 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ . Materiál přehříváku je ocel 1.4845 se součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda_s=15 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ . [22]



Obrázek 4.12: Rozdělení přehříváku pro výpočet tepelných ztrát

**Tab. 4.24:** Součinitele tepelné vodivosti

Parametr	Hodnota	Jednotka
$\lambda_s$	15,0	W/(m·K)
$\lambda_{iz,1}$	0,061-0,205	W/(m·K)
$\lambda_{iz,2}$	0,15	W/(m·K)

Izolace od firmy Isover bude mít tloušťku 30 mm a od firmy Sibal bude tloušťka izolačního materiálu 25 mm.

**Tab. 4.25:** Rozměry stěny a izolací

Parametr	Hodnota	Jednotka
$t_{s,1}$	10	mm
$t_{s,2}$	5	mm
$t_{iz,1}$	30	mm
$t_{iz,2}$	25	mm

Přehřívák má obdélníkový průřez 0,2 x 0,037 x délka jednotlivé sekce (viz. obrázek 4.12). Součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace bude vzorově vypočítán pouze pro jednu část. Protože zde máme jednu horkou část, která míří dolů, vzhůru a 4 vertikální horké stěny. Vzorový výpočet bude proveden pro horizontální stěnu, která míří vzhůru. Povrchová vnější teplota, byla zvolena na základě normy ČSN 070620. Tato norma říká, pokud teplota v kotli je vyšší jako 115 °C, tak rozdíl mezi vnější povrchovou teplotou izolace a okolní teplotou vzduchu v místnosti (v tomto případě 20 °C) musí být menší jako 25 K. Proto se teplota na stěně izolace zvolila 40 °C. [12]

$$L_c = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{0,21 \cdot 0,26}{2 \cdot (0,21 + 0,26)} = 0,058 \text{ m}$$

$$T_{ch} = \frac{T_{iz} + T_{ok}}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30 \text{ °C}$$

$$\beta = \frac{1}{T_{ch} + 273,15} = \frac{1}{273,15 + 30} = 0,003$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,0033 \cdot (40 - 20) \cdot 0,058^3}{(16,04 \cdot 10^{-6})^2} = 489785 \quad (4.97)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = 4897853 \cdot 0,712 = 3501945 \quad (4.98)$$

$$Nu = 0,54 \cdot Ra^{0,25} = 0,54 \cdot 3501945^{0,25} = 23,36 \quad (4.99)$$

$$\alpha_{pl,2} = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c} = \frac{23,36 \cdot 0,0264}{0,058} = 10,62 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (4.100)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně a teploty ohřátí páry jsou vypočítány v kapitole 4.4.

$$k_{1,up} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{t_s}{\lambda_s} + \frac{t_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{\alpha_{pl,2}}} = \frac{1}{\frac{1}{134,65} + \frac{0,01}{15,0} + \frac{0,03}{0,061} + \frac{1}{10,62}} = 1,68 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (4.101)$$

Výpočtová vnitřní teplota první sekce se vypočítala jako střední teplota na vstupu a výstupu ze sekce. V první sekci se pára ohřeje z teploty 100,41 na 339,51 °C, tzn. že střední teplota je 219,96 °C a výpočtová teplota okolí 20 °C.

$$Q_{1,1} = k_1 \cdot S_1 \cdot (t_{1,stř} - t_{iz}) = 1,68 \cdot 0,21 \cdot 0,26 \cdot (219,96 - 20) = 18,39 \text{ W} \quad (4.102)$$

Teplota izolace má vyšší teplotu, než je teplota okolí, proto se dopočítá ještě tepelná ztráta radiací.

$$Q_{rad,1} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_{iz}^4 - T_{ok}^4) = 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,14 \cdot (313,15^4 - 293,15^4) = 10,94 \text{ W} \quad (4.103)$$

V následující tabulce jsou vypočítány tepelné ztráty v jednotlivých sekcích:

**Tab. 4.26:** Tepelné ztráty přehříváku

Sekce	k <sub>up</sub> [W/m <sup>2</sup> ·K]	k <sub>down</sub> [W/m <sup>2</sup> ·K]	k <sub>ver</sub> [W/m <sup>2</sup> ·K]	t <sub>stř</sub> [°C]	Δt [°C]	Q <sub>pře</sub> [W]	Q <sub>rad</sub> [W]	Q <sub>c</sub> [W]
#1	1,68	1,45	1,70	219,96	199,96	38,72	16,47	55,19
#2	2,46	2,04	2,50	417,76	397,76	48,82	7,58	56,40
#3	3,31	2,59	3,39	544,85	524,85	83,74	7,58	91,32
#4	3,82	2,90	3,93	623,84	603,84	109,05	7,58	116,62
#5	3,72	2,84	3,82	672,54	652,54	114,78	7,58	122,36
#6	3,65	2,75	3,94	695,55	675,55	151,87	11,88	163,75
Σ						546,98	58,66	605,64

Součinitel prostupu tepla  $k_{up}$ , je ohřátá stěna, která směřuje vzhůru,  $k_{down}$  je pro ohřívající se stěnu směřující dolů. Poslední součinitel prostupu tepla  $k_{ver}$  je pro boční ohřívající se stěnu.

Tepelná ztráta přehříváku je 605,64 W. Výkon každé sekce bude navýšen o danou tepelnou ztrátu v jednotlivých sekcích.

#### 4.6 Vyhodnocení přehřívákové části

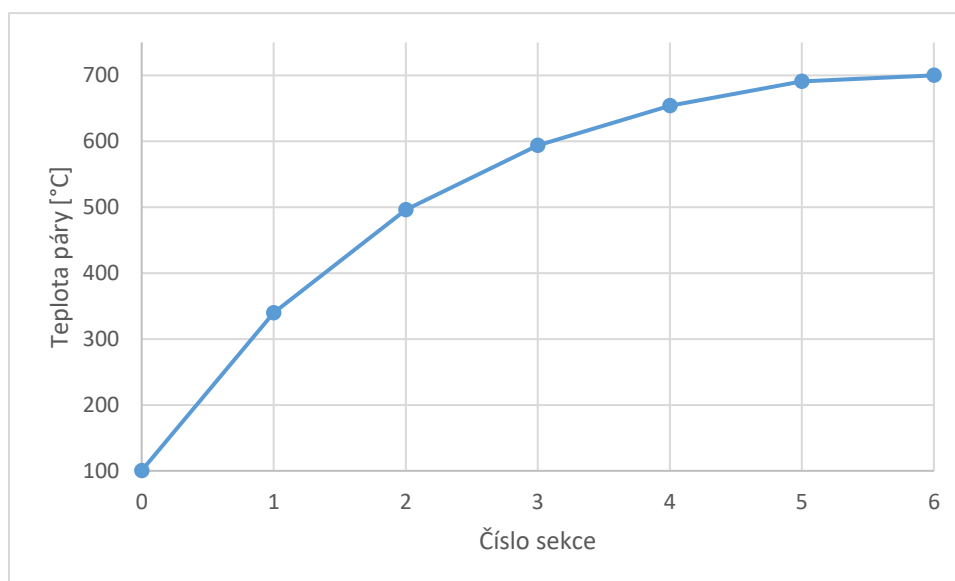
V této kapitole bude provedena rekapitulace tepelného a hydraulického návrhu přehříváku. V následující tabulce jsou uvedeny základní informace k jednotlivým sekcím přehříváku, teplota páry na vstupu do přehříváku je 100,41 °C.

**Tab. 4.27:** Základní parametry přehříváku při jmenovitém výkonu

Sekce	T_výstup [°C]	w [m/s]	Q [W]	$\Delta p$ [Pa]	Q_skut [W]	n_tp [kus]	Q_tp_1 [W]
#1	339,51	15,44	5368,1	212,92	5370	10	537
#2	496,01	17,50	3676,31	211,07	3680	10	368
#3	593,69	18,84	2411,04	219,10	2420	10	242
#4	653,98	19,69	1603,59	214,73	1610	10	161
#5	691,10	20,23	1051,78	206,42	1060	10	106
#6	700	20,43	431,94	83,37	440	4	110
$\Sigma$			14542,76	1147,60	14580	54	

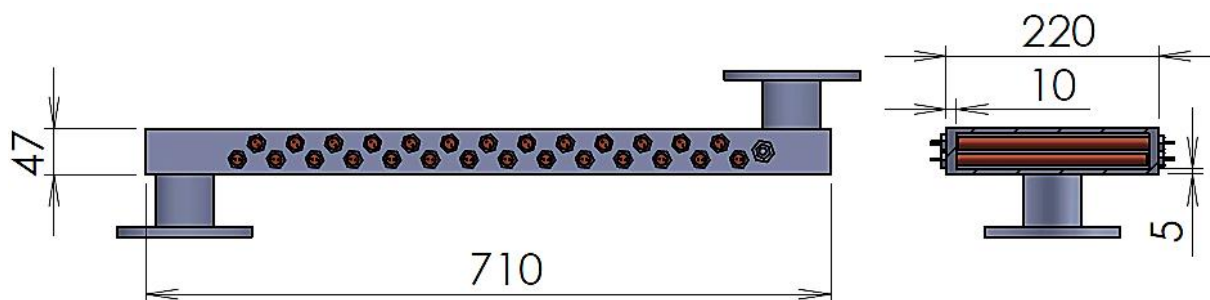
Pára se z teploty 100,41 °C na teplotu 700 °C, při hmotnostním průtoku 40 kg/h přehřeje v 6-ti sekcích. Každá sekce je vybavena 10 topnými elementy o průměru 12,5 mm a délce 213 mm. V poslední sekci (#6) jsou umístěny pouze 4 topné elementy. Vzhledem k tomu, že vyrobit topný element o výkonu např. 536,81 W (#1) by nebylo jednoduché, tak proto byly výkony jednotlivých patron zaokrouhleny, viz poslední sloupec v tabulce 4.27. Celková tlaková ztráta přehřívákové části je 1147,6 Pa.

Na obrázku 4.13 je znázorněn průběh teplot páry, která se ohřívá v jednotlivých sekcích, při parním výkonu 40 kg/h.



**Obrázek 4.13:** Průběh ohřevu páry v přehřívákové části

Na obrázku 4.14 je navržený přehřívák. V obrázku jsou vyznačeny základní rozměry. Stěny, ve kterých jsou našroubovány topné elementy mají tloušťku 10 mm a zbylé stěny mají tloušťku 5 mm. Vnitřní rozměry přehříváku jsou 37 x 200 x 700 mm.



Obrázek 4.14: Navržený přehřívák

#### 4.7 Tepelná účinnost zařízení

K určení účinnosti celku se musí porovnat energie získaná k energii dodané. V tomto případě se porovná teoretický výkon s výkonem, který je potřeba k výrobě páry na teplotu 700 °C. Výkon výparníku byl stanoven v kapitole 3.4 v rovnici 3.21. Výkon přehříváku je stanoven v kapitole 4.4. Příkon čerpadla je uveden v kapitole 5.3. Teoretický výkon se vypočítal v kapitole 2.2.

$$\eta = \frac{Q_{14}}{Q_{vyp} + Q_{pre} + Q_{\dot{c}}} \cdot 100 = \frac{42\,726,64}{30\,000 + 14\,580 + 220} \cdot 100 = 95,37 \% \quad (4.104)$$

Celková účinnost elektricky otápěného parního vyvíječe je 95,37 %.

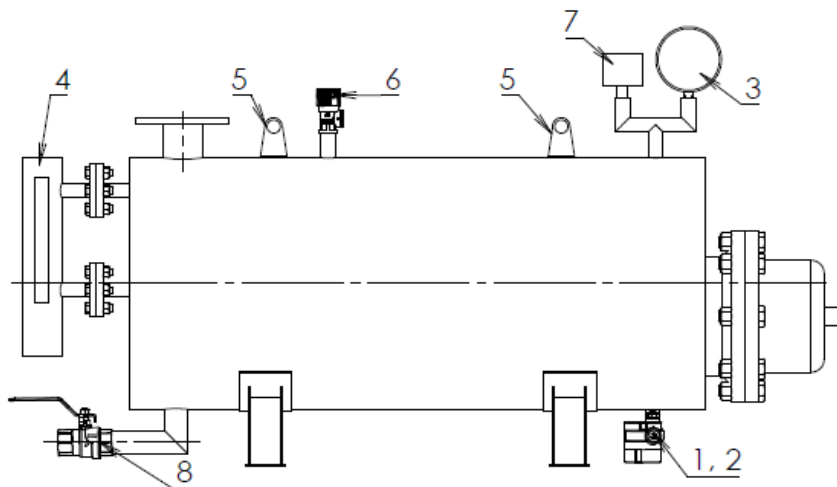
## 5. Hlavní komponenty zařízení

Každý elektrický kotel musí být vybaven armaturami, které zajišťují správný a bezpečný chod kotle. Mezi tyto armatury patří: pojistný ventil, vodoznak, tlakoměr, teploměr, uzavírací ventil, vypouštěcí ventil a najížděcí ventil. Mezi další prvky soustavy patří napájecí čerpadlo a případná úprava vody. [23]

Všechny armatury jako uzavírací ventil, pojistný ventil, tlakoměr a trojcestný ventil byly převzaty z internetové knihovny GrabCAD. [24]

### 5.1 Výparník

Na následujícím obrázku je navržený výparník se všemi armaturami.



Obrázek 5.1: Vybavení výparníkové části

V následující tabulce jsou přiřazeny jednotlivé pozice daným armaturám.

**Tab. 5.1:** Vybavení výparníku

Armatura	Pozice
Uzavírací ventil - přívod vody	1
Průtokoměr	2
Tlakoměr	3
Vodoznak	4
Závěsná oka	5
Pojistný ventil	6
Omezovač tlaku a převodník	7
Vypouštěcí ventil	8

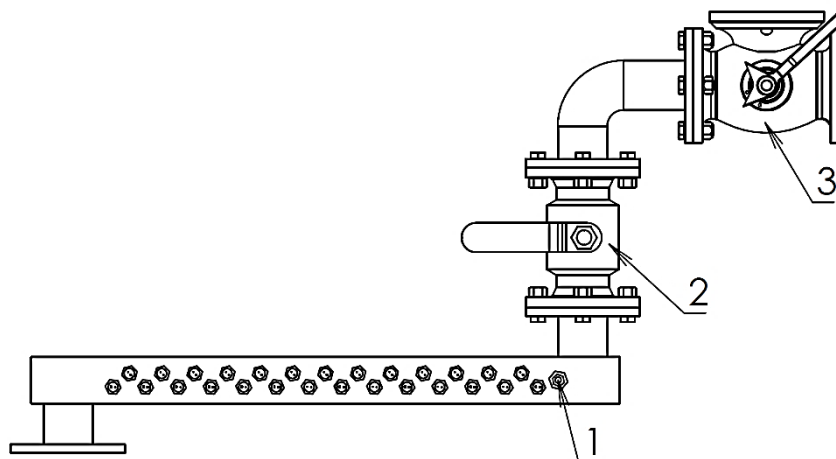
Na příváděcím potrubí napájecí vody je umístěn uzavírací ventil DN 10, na ventil bude nainstalována závitová spojka a spojena s průtokoměrem. Na průtokoměru bude nainstalována závitová spojka a za pomoci tlakové hadice se propojí s čerpadlem. Jmenovitý průměr průtokoměru je DN 10. Vypouštěcí potrubí je osazeno uzavíracím ventilem o jmenovitém průměru DN 25. S tělem kotle je spojen vývod pro tlakoměr a omezovač tlaku. Omezovač tlaku slouží k omezení přívodu tepla do výparníku při překročení nastaveného tlaku. Vzhledem k tomu, že průtok páry při jmenovitém parním výkonu je 40 kg/h a na výstupu z přehříváku by



se tento průtok špatně měřil bude umístěn průtokoměr pouze na přívodním potrubí napájecí vody. Ukazatel úrovně hladiny je spojen s tělem výparníku trubkami DN 15. Jednotlivé hladiny jsou popsány v kapitole 6.

## 5.2 Přehřívák

Stejně jako výparníková část, tak přehříváková část musí být opatřena armaturami, které zajišťují správný a bezpečný chod zařízení. V tomto případě jsou to armatury: uzavírací ventil, najížděcí ventil a termoelektrický snímač teploty. [23]



Obrázek 5.2: Vybavení přehřívákové části

V tabulce 5.2 jsou vypsány jednotlivé armatury a k nim jsou přiřazeny pozice.

**Tab. 5.2:** Vybavení přehříváku

Armatura	Pozice
Termoelektrický snímač teploty	1
Uzavírací ventil	2
Najížděcí ventil	3

Na konci přehřívákové části je termoelektrický snímač teploty, který měří páru na výstupu z přehřívákové části. Dalším prvkem je uzavírací ventil o jmenovitém průměru DN 50, který musí být vždy umístěn mezi zařízením a systémem, do kterého je pára odváděna. Posledním prvkem je najížděcí ventil o průměru DN 50. Najížděcí ventil je trojcestný ventil, který slouží při najíždění kotle. Ventil má 2 polohy. Do první polohy je ventil umístěn v případě najíždění kotle, kdy se vyrobená pára vypouští do atmosféry. Do druhé polohy se ventil přesune při dosažení požadované teploty a pára je odváděna do požadovaného zařízení.

## 5.3 Napájecí čerpadlo

Vzhledem k tomu, že rozsah parního výkonu kotle je velký (6-40 kg/h), tak jako druh napájecího čerpadla zde bude použito dávkovací čerpadlo. Nejpoužívanějšími druhy dávkovacích čerpadel jsou pístová, membránová nebo zubová. Jelikož, membránové čerpadlo nedávkuje přesně kvůli pružné membráně, použije se pístové nebo zubové dávkovací čerpadlo. Nakonec bylo zvoleno pístové dávkovací čerpadlo do firmy ProMinent s výkonovým rozsahem 2 – 76 l/h a příkonem 220 W. [25]

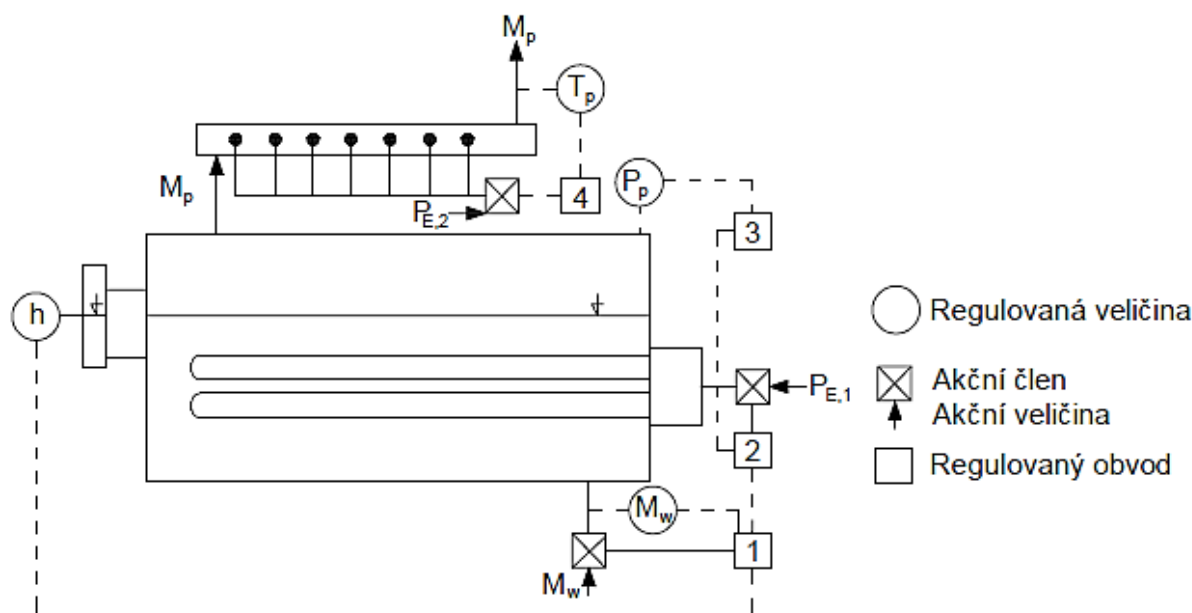
### **Chemická úprava vody:**

V případě, že by se použila normální voda z vodovodního řádu docházelo by ke vzniku vodního kamene, proto se předpokládá použití změkčené vody. Voda bude odebírána z vodovodního řádu a v úpravně vody změkčena a dodávána do zařízení. Návrh úpravny vody není obsahem této práce.

## 6. Měření a regulace

V parním vyvíječi se teplota páry bude měřit pouze na výstupu z přehříváku. Ochrana proti nedovolenému přetlaku je zajištěna přetlakovým ventilem a snímačem tlaku. Limitní hodnota na přetlakovém ventilu je nastavena na 0,5 bar(g), pokud tlak dosáhne této hodnoty tlakový snímač vypne přívod elektřiny do topného elementu. Pro vizuální kontrolu je na výparníku umístěn analogový tlakoměr.

Součástí návrhu parního vyvíječe je navrhnout, jak se bude parní celek ovládat. V zařízení budou 4 regulační obvody viz obrázek 6.1.



Obrázek 6.1: Schéma regulace parního celku

### Označení regulovaných obvodů dle schéma regulace:

- 1 – Regulovaný obvod napájení (výkonu kotle) –  $M_w$  ( $M_p$ )
- 2 – Regulovaný obvod výkonu výparníku –  $P_{e,1}$
- 3 – Kontrola proti přetlaku
- 4 – Regulovaný obvod výkonu přehříváku –  $P_{e,2}$

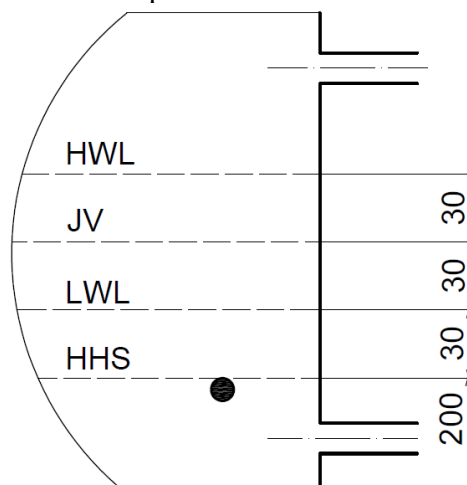
### Řízení parního výkonu:

Výkon parního vyvíječe se řídí podle množství vody, která vstupuje do výparníku. Průtok se měří průtokoměrem, který je umístěn před uzavíracím ventilem. Při změně výkonu přichází z regulátoru 1 impuls k činnosti regulátoru 2, který ovládá elektrický výkon topného elementu umístěného ve výparníku. Pomocnou veličinou je hladina vody ve výparníku. Řízení hladiny je automatické. V ukazateli hladiny jsou umístěny 3 signální vstupy, které sepínají při daných podmínkách:

#### Úrovně hladiny ve výparníku:

- HWL – Havarijní výška hladiny. V případě že hladina dosáhne této výšky, dojde k přerušení přívodu napájecí vody do kotle a odstavení kotle;
- JV – jmenovitá výška vody;

- LWL – nejnižší provozní výška. Při podkročení této výšky dojde k vypnutí topného elementu a odstavení kotle;
- HHS – výška nejvýše položeného topného elementu.



Obrázek 6.2: Úrovně hladin ve výparníku

Na obrázku 6.2 jsou vidět jednotlivé hladiny, kterých může být ve výparníku dosaženo. Kóta 200 mm je výška ode dna po nejvýše položený topný element. Další kóty určují jednotlivé úrovně hladin. Ve výparníku se bude udržovat konstantní výška hladiny - **260 mm**.

V případě že by systém zaznamenal nulový průtok na vstupu do výparníku dojde k vypnutí celého systému.

### Ochrana proti nedovolenému přetlaku:

V systému je kromě mechanického přetlakového ventilu, také převodník s omezovačem tlaku. V omezovači se nastaví limitní tlak a v případě překročení nastaveného tlaku regulátor 3 vyšle impuls a dojde k vypnutí celého systému.

### Regulace požadované výstupní teploty páry:

Požadovaná teplota je nastavena na digitálním controlleru. Na konci přehříváku je měřena výstupní teplota. Za pomoci termoelektrického snímače regulátor č. 4 vyšle impuls a upravuje výkon topných elementů v přehříváku, dokud není dosažena požadovaná teplota.

### Řízení požadované teploty páry:

Na řídicím systému bude umístěna světelná dioda, která se při dosažení požadované teploty rozsvítí. Při překročení nastavené teploty o 50 °C se rozsvítí druhá světelná dioda a dojde k vypnutí zařízení. V případě, že by teplotní čidlo na konci přehříváku zaznamenalo teplotu vyšší než 710 °C, tak dojde opět k vypnutí celku.

### Řídicí systém:

Sběr informací a řízení celého systému může být provedeno např. systémem od firmy NI. Tato firma nabízí možnost propojení systému s počítačem, popřípadě s jiným ovládacím zařízením. Jedná se o model CompactDAQ, který se skládá z šasi a jednotlivých modulů. Prvky, které jsou součástí kotle (čerpadlo, průtokoměr, relé stykače v rozvaděči, omezovač tlaku,

měření teploty páry) se připojí do jednotlivých modulů a ty jsou pak vloženy do šasi. Šasi poté může být pomocí ethernetu propojeno s počítačem a v programu LabVIEW se navrhnu jednotlivé stavy, které mohou nastat a jak se má systém chovat.



a) Šasi

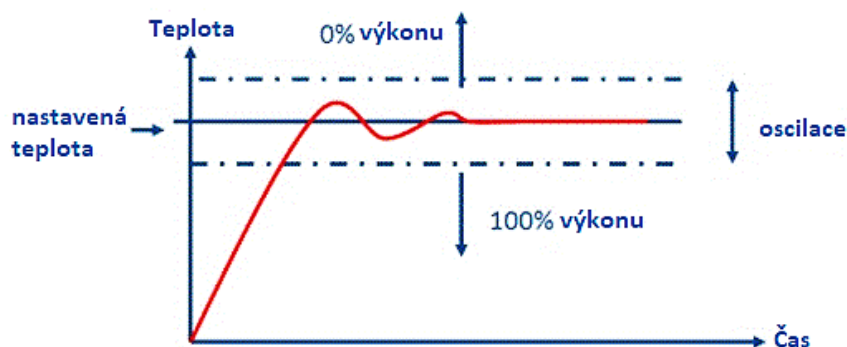


b) Modul

Obrázek 6.3: Systém CompactDAQ, šasi + modul [26]

### Regulace výkonu topných elementů:

Všechny topné elementy jsou napojeny na regulační obvod 2 nebo 4. Regulace spočívá v tom, že v rozvaděči prochází 400 V a z LabVIEW se připojí 10 V, které spínají a vypínají stykač. Před dosažením požadované teploty je stykač sepnut a po překročení nastavené teploty se stykač rozezne. Po podkročení požadované teploty se stykač znova sepne. Regulator je schopen tuto oscilaci vykompenzovat a udržet požadovanou teplotu s velkou přesností.



Obrázek 6.4: Ustálení nastavené teploty [27]

## Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh elektricky otápěného parního vyvíječe pro produkci přehřáté páry. Elektrický parní vyvíječ má sloužit pro laboratorní účely, bude součástí zplyňovacího reaktoru.

V první kapitole byl proveden stručný teoretický úvod. Byly zde představeny základní přenosy tepla: kondukce, konvekce i radiace. Byly zde popsány základní postupy při určování součinitele přestupu tepla. V poslední části této kapitoly byl představen var ve velkém objemu, jak vzniká var a jak se var vyvíjí.

V druhé kapitole se provedl rozbor zadání. Pára se přehřívá v rozsahu od teploty sytosti až na 700 °C o hmotnostním průtokem páry 6–40 kg/h. Maximální dovolený přetlak byl zadán 0,5(g) bar, ale pracovní tlak ve výparníku byl stanoven z tlakové ztráty přehříváku a převáděcího potrubí. Dalším bodem práce bylo navrhnout schématické zapojení technologie. Určení teoretických výkonů výparníku a přehříváku. Z výpočtu je patrné že zhruba 60 % celkového výkonu je potřeba na samotné odpaření vody.

V třetí kapitole byl už samotný návrh výparníku. Výparník bude mít tvar horizontálního válce s plochým dnem. Délkový rozměr výparníku byl zvolen na základě délky topného elementu. Vnitřní délka byla určena na 850 mm s vnitřním průměrem nádoby 360 mm. Tloušťka stěny válcové části byla určena na 4 mm a tloušťka dna na 5 mm. Výška hladiny byla zvolena na 260 mm, proto aby bylo místo pro praskání bublin při varu a nedocházelo k velkému úniku kapiček vody do přehříváku.

Ve čtvrté kapitole je návrh přehříváku. Přehřívák má obdélníkový průřez s vnitřními rozměry 37 x 200 x 700 mm. Stěny, ve kterých jsou našroubovány patrony mají tloušťku 10 mm, ostatní stěny přehříváku mají tloušťku 5 mm. Topná patrona má průměr 12,5 mm a délku 213 mm. Na konci kapitoly byla určena účinnost celého celku na 95,37 %.

V další kapitole jsou popsány všechny armatury, prvky, které jsou potřebné k bezpečnému a plynulému chodu technologie.

Součástí zadání bylo navrhnout, jak se daná technologie bude řídit. Bylo sestrojeno regulační schéma, které má 4 regulační obvody, ke každému obvodu je stručný popis. Dále jsou zde popsány limitní stavy, kterých může být dosaženo a jak by se celek měl zachovat.

## Citovaná literatura

- [1] *Sdílení tepla* [online]. In: . s. 1-11 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~kovarikp/TM/cviceni/sdileni.pdf>
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [3] LUPTÁK, Ladislav a Lubomír ŠMARDA. *Učební text pro obor Instalatér 1. ročník*. Střední škola polytechnická, Brno, Jílová 36g, 2016. ISBN 978-80-88058-26-7. Dostupné také z: <https://publi.cz/books/170/04.html>
- [4] JAROŠ, Michal. *Investice do vzdělání: Přenos tepla a látky*. [online]. Dostupné také z: [https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/186865/mod\\_resource/content/2/PTL\\_teorie-08.pdf](https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/186865/mod_resource/content/2/PTL_teorie-08.pdf). VUT Brno.
- [5] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Čtvrté přepracované. VUT v Brně: Nakladatelství VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [6] STĚPÁNEK, Jan. *Krize přestupu tepla prvního druhu* [online]. Praha, 2019 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: [http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/F\\_krize\\_p%C5%99estupu\\_tepla.pdf](http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/F_krize_p%C5%99estupu_tepla.pdf). Text k experimentální úloze. ČVUT v Praze, Ústav energetiky.
- [7] *Steam Tables 2* [online]. Dostupné také z: <https://www.me.ua.edu/me215/f07.woodbury/ExcelStuff/XSteam-v2a.xlsm>
- [8] RIBANDO, Robert J. Free Excel/VBA Spreadsheets for Thermodynamics. *University of Virginia* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://faculty.virginia.edu/ribando/modules/xls/Thermodynamics/index.html>
- [9] ČSN EN 12953-3: *Válcové kotle: Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem*. Druhé vydání. Praha: Český normalizační institut, 2016.
- [10] *P265GH-Heat resistant pressure vessel steels* [online]. In: . s. 1-2 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: [https://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/mediadb/szfg/informationenmaterial/produktinformationen/warmgewalzte\\_produkte/eng/P265GH.pdf](https://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/mediadb/szfg/informationenmaterial/produktinformationen/warmgewalzte_produkte/eng/P265GH.pdf)
- [11] ČSN 69 0010-4.9: *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti. Rovná nevytlučená kruhová dna a víka*. 3. Český normalizační institut, 1990.
- [12] ČSN 07 0620 (070620): *Konstrukce a výstroj parních a horkovodních kotlů*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1978. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [13] TECH Wired Mat MT 3.1: *Rohož na pletivu z kamenné vlny. Isover* [online]. Praha 8 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.isover.cz/produkty/tech-wired-mat-mt-31-orstech-dp-65>
- [14] P. INCROPERA, Frank. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th Edition. USA: Wiley, 2011. ISBN 978-0470501979.
- [15] KUPPAN, D. B a J. TABOREK. *Heat Exchanger Design Handbook*. 1st Issue. 1983. ISBN 3-1841-9081-1.
- [16] VRÁNA, Jakub. *Vliv místních odporů na tlakové ztráty v potrubí* [online]. VUT Brno [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/8514-vliv-mistnich-odporu-na-tlakove-ztraty-v-potrubu>
- [17] *Přenos tepla a látky: Vnitřní konvekce - nucená*. VUT Brno.

- [18] *ETTO: Standardní způsoby uchycení topných patron* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <http://www.etto.cz/elektricka-topna-telesa/topne-patrony/standardni-zpusoby-uchyceni-patron-priruby/>
- [19] ČSN 69 0010-4.11: *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti. Rovná obdélníková a eliptická dna a víka*. 6. Český normalizační institut, 1989.
- [20] *Nationwide Stainless: 310/310S Stainless Steel (1.4845)* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: [https://www.nationwidestainless.co.uk/materials/310\\_310s\\_stainless\\_steel/](https://www.nationwidestainless.co.uk/materials/310_310s_stainless_steel/)
- [21] *Přenos tepla a látky: Příčně obtékaný válec a trubkové svazky*. VUT brno.
- [22] *Unifrax s.r.o: Fiberfrax Durablanket* [online]. Dostupné také z: <https://rajstavitelu.cz/userdata/product/Technicky-list-Fiberfrax-Durablanket-S-64.pdf>
- [23] *Code of Practice for the Safe Operation of Electric Steam Boilers* [online]. Republic of China, 2013, 60 s. Dostupné také z: <https://www.labour.gov.hk/eng/public/bpvd/boiler.pdf>
- [24] SolidWorks library. *GrabCAD community* [online]. [cit. 2021-04-24].
- [25] *ProMinent: Pístové dávkovací čerpadlo Sigma/ 2* [online]. [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.prominent.cz/cs/V%C3%BDrobky/V%C3%BDrobky/Procesn%C3%AD-%C3%A1vkovac%C3%AD-%C4%8Derpadla/P%C3%ADstov%C3%A9-%C3%A1vkovac%C3%AD-%C4%8Derpadlo/p-sigma-2-control-type-plunger.html>
- [26] *Engineer Ambitiously - NI: CompactDAQ Systems* [online]. [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/shop/compactdaq.html>
- [27] PARNELL, Ian. *WEST Control Solutions* [online]. [cit. 2021-04-24]. Dostupné z: <https://www.west-cs.com/news/what-is-pid-control/>



## Seznam použitých symbolů a zkratek

$\dot{q}$	Hustota tepelného toku	W/m <sup>2</sup>
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	W/(m·K)
T	Teplota	K
S	Plocha	m <sup>2</sup>
$\dot{Q}$	Tepelný tok	W
L	Délka potrubí	m
r	Poloměr potrubí	m
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Re	Reynoldsovo číslo	-
w	Rychlost	m/s
L <sub>ch</sub>	Charakteristický rozměr	m
$\nu$	Kinematická viskozita	m <sup>2</sup> /s
Nu	Nusseltovo číslo	-
Pr	Prandlovo číslo	-
$\rho$	Hustota	kg/m <sup>3</sup>
c	Měrná tepelná kapacita	J/(Kg·K)
Gr	Grashofovo číslo	-
g	Tíhové zrychlení	m/s <sup>2</sup>
$\beta$	Součinitel objemové roztažnosti tekutina	1/K
Ra	Rayleighovo číslo	-
t <sub>s</sub>	Teplota sytosti	°C
h	Entalpie	J/kg
p	Tlak	bar
$\dot{m}$	Parní výkon	kg/s
D	Vnitřní průměr nádoby	m
L	Délka nádoby	m
t	Tloušťka stěny	m
V <sub>n</sub>	Objem nádoby	m <sup>3</sup>
e <sub>ct</sub>	Minimální tloušťka stěny	mm
e <sub>v</sub>	Minimální tloušťka stěny	mm
c <sub>1</sub>	Přídavek na minusovou toleranci	mm
c <sub>2</sub>	Přídavek na opotřebení	

$p_c$	Maximální tlak ve výparníku	MPa
$f$	Dovolené namáhání materiálu	MPa
$v$	Součinitel svarového spoje	-
$R_m$	Mez pevnosti	MPa
$R_{p02}$	Mez kluzu	MPa
$S$	Plocha válcové části výparníku	m <sup>2</sup>
$k_{pl}$	Součinitel prostupu tepla pláště	W/mK
$k_{hl}$	Součinitel prostupu tepla hlavy	W/m <sup>2</sup> K
$p$	Poměr celkové plochy pláště k ploše zóny	-
$S_{hl}$	Plocha hlavy	m <sup>2</sup>
$Q_{vyp}$	Celková výkon výparníku	W
$Q_{z,vyp,c}$	Celková tepelná ztráta výparníku	W
$Q_{z,hl}$	Tepelná ztráta hlavy výparníku	W
$Q_{z,pl}$	Tepelná ztráta válcové části výparníku	W
$\mu$	Dynamická viskozita	Pa/s
$\sigma$	Povrchové napětí na rozhraní voda - pára	N/m
$t_{sat}$	Teplota saturace	°C
$C_{sf}, n$	Konstanty závisující na dvojici povrch - kapalina	-
$C_r$	Koeficient pro maximální tepelný tok	-
$l_v$	Latentní teplo	J/kg
$\dot{q}_{max}$	Maximální tepelný tok při varu	W/m <sup>2</sup>
$\dot{q}_{min}$	Minimální tepelný tok při varu	W/m <sup>2</sup>
$A_{min}$	Minimální povrch hladiny ve výparníku	m <sup>2</sup>
$A_{skut}$	Skutečný povrch hladiny ve výparníku	m <sup>2</sup>
$\Delta p_{z,m}$	Tlaková ztráta místními odpory	Pa
$\xi$	Místní ztrátový součinitel	-
$\Delta p_{z,l}$	Tlaková ztráta přímým potrubím	Pa
$\lambda_{\Delta p}$	Součinitel tření	-
$\Delta p_{z,c}$	Celková tlaková ztráta	
$S_{př}$	Plocha převáděcího potrubí	m <sup>2</sup>
$S_1$	Příčný rozměr svazku trubek	mm
$S_2$	Podélný rozměr svazku trubek	mm
$D$	Průměr topného elementu	mm
$S$	Výpočtová plocha topného elementu	m <sup>2</sup>

---

$l_t$	Délka topné části elementu	m
$n$	Počet topných elementů	-
$f$	Světlý průřez proudu	$m^2$
$a$	Délka kanálu	m
$b$	Výška kanálu	m
$n_1$	Počet topných elementů příčném směru	-
$C_s$	Opravný součinitel na uspořádání svazku	-
$C_z$	Opravný součinitel na počet podélných řad ve svazku	-
$z_2$	Počet topných elementů v podélném směru 1 sekce	
$t_w$	Povrchová teplota topného elementu	$^{\circ}C$
$\Delta t_{ln}$	Střední logaritmický teplotní spád	$^{\circ}C$
$Q_k$	Výkon 1 sekce výparníku	W
$t_{ch}$	Charakteristická teplota	$^{\circ}C$
$\chi$	Korekční faktor	-
$P_p$	Měření tlaku	bar
$T_p$	Měření teploty vystupující z přehříváku	$^{\circ}C$
$M_w$	Množství napájecí vody vstupující do výparníku	kg/h
$P_E$	Elektrický výkon	W
HHS	Výška nejvýše položeného topného elementu	mm
LWL	Nejnižší pracovní výška ve výparníku	mm
JV	Jmenovitá výška hladiny ve výparníku	mm
HWL	Nejvyšší dovolená výška ve výparníku	mm

---

## **Seznam příloh**

Příloha č. 1	Výkres výparníku	Formát A2
Příloha č. 2	Výkres přehříváku	Formát A3
Příloha č. 3	Výkres sestavení	Formát A3